



TUGAS AKHIR - TM 141585

PERANCANGAN DAN ANALISIS KARAKTERISTIK TRAKSI PADA MOBIL MULTIGUNA PEDESAAN WAPRODES

**RADIAN FAUZIA RAHMAN
NRP 02111545000031**

**Dosen Pembimbing
Alief Wikarta, ST., M.Eng.Sc., Ph.D
Prof., Ir., I Nyoman Sutantra., M.Sc., Ph.D**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



FINAL PROJECT - TM 141585

DESIGN AND TRACTION CHARACTERISTICS ANALYSIS OF RURAL MULTIPURPOSE VEHICLE WAPRODES

**RADIAN FAUZIA RAHMAN
NRP 02111545000031**

Adviser

Alief Wikarta, ST., M.Eng.Sc., Ph.D

Prof., Ir., I Nyoman Sutantra., M.Sc., Ph.D

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2018**

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

**PERANCANGAN DAN ANALISIS KARAKTERISTIK
TRAKSI PADA MOBIL MULTIGUNA PEDESAAN
WAPRODES**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

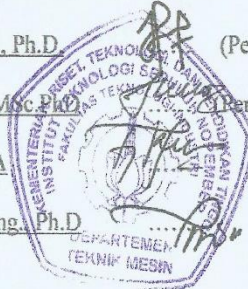
Oleh :

RADIAN FAUZIA RAHMAN

NRP. 02111545000031

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Alief Wikarta, ST., M.Eng., Sc., Ph.D. (Pembimbing I)
NIP. 198202102006041002
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc. Ph.D. (Pembimbing II)
NIP. 195106051978031002
3. Dr. Agus Sigit Pramono, DEA (Penguji I)
NIP. 196508101991021001
4. Achmad Syaifudin, ST., M.Eng., Ph.D. (Penguji II)
NIP. 197909262005011001



SURABAYA

JANUARI, 2018

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

PERANCANGAN DAN ANALISIS KARAKTERISTIK TRAKSI PADA MOBIL PEDESAAN SERBAGUNA WAPRODES

Nama Mahasiswa : RADIAN FAUZIA RAHMAN
NRP : 02111545000031
Jurusan : Departemen Teknik Mesin, FTI-ITS
Dosen Pembimbing : ALIEF WIKARTA, ST., M.Sc., Ph.D
: Prof., Ir., I NYOMAN SUTANTRA,
M.Sc., Ph.D

ABSTRAK

Mobil WAPRODES merupakan mobil serbaguna karena mempunyai tiga fungsi yaitu untuk memuat barang dengan kapasitas maksimal 1500 Kg, menggerakkan alat pertanian, serta dapat memuat delapan orang. Mobil ini merupakan gabungan dari kendaraan Grandong yang mempunyai fungsi menggerakkan alat produksi pertanian serta mobil *pick up* yang mempunyai fungsi sebagai pengangkut barang. Pada mobil Grandong biasanya terjadi masalah pada desain karena kenyataan yang ada bahwa mobil tersebut tidak menggunakan standar keselamatan dan tidak memperhitungkan kekuatan kontruksi kendaraan tersebut, sehingga sering terjadi kegagalan yang menimbulkan kecelakaan. Fakta bahwa kendaraan multiguna sangat diperlukan, agar proses produksi pertanian dapat meningkat dan dapat mengurangi banyak biaya yang terjadi dari mulai proses penggilingan padi hingga proses penyimpanan padi digudang.

Dalam penelitian ini dilakukan perancangan dan analisis terhadap karakteristik traksi maka referensi yang digunakan yaitu kendaraan WAPRODES. Untuk itu dibutuhkan perhitungan untuk pemilihan mesin yang cocok dengan metode perbandingan, selanjutnya perhitungan terhadap rasio transmisi menggunakan

progresi geometris, lalu perhitungan aliran daya pada sistem *powertrain*, lalu penyesuaian karakter antara mesin dan transmisi, dilakukan perhitungan *indicator performance* pada kendaraan termasuk kecepatan, percepatan, dan gradability, pemilihan penggerak 2WD serta analisis *slip*, dan pemilihan komposisi distribusi traksi untuk penentuan pada penggerak 4WD.

Hasil yang didapatkan pada tugas akhir ini adalah pada saat menempuh medan tanjakan maksimal dan kecepatan maksimal yang diinginkan maka rasio *transmisi* yang digunakan berturut-turut 5.66, 3.05, 1.65, dan 0.89 untuk rasio gigi 1 sampai 4, sedangkan untuk *final drive* digunakan rasio bernilai 4.8. Dengan rasio tersebut mobil multiguna pedesaan akan memiliki kemampuan menanjak maksimal *gradient* jalan 47% dan akselerasi maksimal 3 m/s^2 . Penggunaan modifikasi sistem *transfer case* dapat mengintegrasikan antara mode produksi, 2WD, 4WD. Untuk 2WD menggunakan penggerak roda belakang dapat menghasilkan 7957 N ketika kendaraan pada jalan datar. Pada 4WD dilakukan pembagian torsi dengan porsi 45% untuk roda belakang menghasilkan traksi sebesar 3200 N dan 55% untuk penggerak belakang yang dapat menghasilkan traksi 3800 N.

Kata Kunci: *Chassis, Indicator Performance, Karakteristik Traksi, Pemilihan rasio, Penyesuaian Karakter Mesin dan Transmisi, WAPRODES.*

**DESIGN AND ANALYSIS OF TRACTION
CHARACTERISTICS IN RURAL MULTIPURPOSE
VEHICLE WAPRODES**

Student Name : RADIAN FAUZIA RAHMAN
NRP : 02111545000031
Department : Mechanical Engineering Department,
FTI-ITS
Supervisor : ALIEF WIKARTA, ST., M.Sc., Ph.D
: Prof., Ir., I NYOMAN SUTANTRA,
M.Sc., Ph.D

ABSTRACT

WAPRODES car is a multipurpose car because it has three functions that is loads the goods with a maximum capacity of 1500 Kg, run agricultural equipment, and can accommodate eight people. This car is a combination of Grandong vehicles that have the function of running the agricultural production equipment and pickup car that has a function as a carrier of goods. In the Grandong car there is usually have a problem with the design due to the fact that the car does not use safety standards and does not take design to calculate the strength of the construction of the vehicle, so often the failure that caused the accident. The fact that multipurpose vehicles are needed is so that the process of agricultural production can increase and can reduce the many costs that occur from the start of the rice mill process to the storage process of rice in the warehouse.

In this final project is includes design and traction characteristic analysis, therefore references used is vehicle WAPRODES. The calculation of the transmission ratio using geometric progression method, then the calculation of power flow

in the powertrain system, then the character adjustment between the engine and transmission, the calculation of performance indicators on the vehicle including speed, acceleration, and gradability, 2WD drive selection as well as *slip* analysis, and selection of traction distribution compositions for determination on 4WD drive.

The results obtained in this final project are climbing the maximum incline and maximum speed desired, the transmission ratio used 5.66, 3.05, 1.65, and 0.89 for tooth ratio 1 to 4, while for the final drive used ratio of 4.8. With the ratio of rural multipurpose car will have the ability to climb a maximum of 47% road gradient and maximum acceleration of 3 m/s². Transfer case modification system can integrate between production mode, 2WD, and 4WD. For 2WD using rear-wheel drive can produce 7957 N when the vehicle is on a flat road. In 4WD, the distribution of torque with a 45% portion for the rear wheels produces traction of 3200 N and 55% for rear drive can generate 3800 N.

Keyword: *Adjustment of engine Character and Transmision, Chasiss, Indicator Performance, Ratio selection, Traction Characteristic, WAPRODES Vechicle.*

KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan “Alhamdulillah”, puji syukur kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan hidayah-Nya sehingga dapat terselesaikan tugas akhir ini dengan judul “Perancangan dan Analisis karakteristik traksi pada Mobil Multiguna Pedesaan WAPRODES”. Adapun tugas akhir ini merupakan salah satu syarat umum untuk menyelesaikan studi S1 di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam penyusunan tugas akhir ini, penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Alief Wikarta, ST., M.Eng.Sc., Ph.D. selaku dosen pembimbing I yang selalu memberikan masukan-masukan sehingga bisa terselesaikan tugas akhir ini dengan baik.
2. Bapak Prof., Ir., I Nyoman Sutantra., M.Sc., Ph.D selaku dosen pembimbing II yang selalu memberikan masukan-masukan sehingga bisa terselesaikan tugas akhir ini dengan baik.
3. Para dosen Teknik Mesin ITS yang terlibat dalam tugas akhir saya
4. Keluarga besar terutama orang tua saya, bapak Asep dan ibu Ipit yang memberikan dukungan moral maupun materi dalam menyelesaikan studi S1 di kampus Teknik Mesin ITS.
5. Warga lab. Perencanaan dan Pengembangan Produk yang telah menemani hari-hari yang menyenangkan dalam kampus maupun luar kampus.
6. Semua pihak yang telah membantu tugas akhir ini yang tidak bisa disebutkan satu – persatu.

Akhir kata penulis mengharapkan Tugas Akhir ini dapat berguna bagi kita semua. Saya menyadari dalam Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna. Untuk itu sebagai penulis saya mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun guna kesempurnaan Tugas akhir ini.

Surabaya, Januari 2018

Penulis

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

COVER	i
ABSTRAK	vii
ABSTRACT	ix
KATA PENGANTAR.....	xi
DAFTAR ISI	xiii
DAFTAR GAMBAR	xvii
DAFTAR TABEL	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Manfaat penelitian	4
1.5 Batasan Masalah	4
1.6 Sistematika Laporan	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1 Dinamika Kendaraan.....	7
2.1.1 Gaya Hambat Kendaraan	7
2.1.1.1 Gaya Hambat Aerodinamik	7
2.1.1.2. Gaya Hambat Rolling (<i>Rolling Resistance</i>)....	10
2.1.1.3. Gaya Hambat Tanjakan.....	12
2.2. Gaya Dorong Kendaraan.....	15
2.2.1. Gaya Dorong Kendaraan 4WD	17
2.3. Kecepatan Dan Percepatan Kendaraan	19
2.4 Karakteristik Transmisi	20
2.4.1 Transmisi Gigi Manual	20
2.4.2 Desain Tingkatan Gigi (Progresi Geometris).....	22
2.4.3 Karakteristik Transmisi Kendaraan	24
2.5 Penentuan Tenaga Mesin.....	25
2.5.1 Kebutuhan Torsi Maksimum.....	26

2.6 Mobil dengan Sistem 4 Wheel Drive (4WD) dan 2 Wheel Drive (2WD)	29
2.7 Penelitian Terdahulu	33
BAB III METODOLOGI.....	35
3.1 Flowchart Perhitungan.....	35
3.1.1. <i>Flowchart</i> Perhitungan untuk Menghitung <i>Engine</i> .	35
3.1.2. <i>Flowchart</i> Perhitungan Rasio dan Tingkat Gigi Transmisi	36
3.1.3. <i>Flowchart</i> Perhitungan Gaya Hambat.....	37
3.1.4. <i>Flowchart</i> Perhitungan Gaya Dorong 4 Tingkat Kecepatan	38
3.2 Prosedur Perhitungan.....	39
3.3 Perhitungan.....	41
3.3.1. Perhitungan untuk Menentukan Power yang Dibutuhkan Kendaraan.....	41
3.3.2. Perhitungan Rasio Gigi Transmisi	42
3.3.3. Perhitungan Traksi Kendaraan	46
3.3.4. Perhitungan Performa Kendaraan	47
3.3.5. Perhitungan Gaya Kontak 2WD.....	48
3.3.6. Perhitungan Gaya Kontak 4WD.....	50
3.3.7. Perhitungan Traksi Kendaraan 4WD	51
3.4 Konsep Rancangan	53
3.4.1 <i>Layout</i> Sistem Powertrain	53
3.4.2 Spesifikasi Kendaraan WAPRODES	54
BAB IV PEMBAHASAN DAN HASIL	57
4.1 Penentuan Engine.....	57
4.1.1 <i>Power</i> Kendaraan	57
4.1.2 Spesifikasi Mesin	61
4.2 Perhitungan Kebutuhan Traksi Kendaraan.....	63
4.2.1 Perhitungan Gaya Hambat Aerodinamis	63
4.2.2 Perhitungan Gaya Hambat Rolling.....	65

4.2.3 Perhitungan Gaya Hambat Tanjak	67
4.2.4 Perhitungan Gaya Hambat Total	68
4.3 Penentuan Rasio Gigi	71
4.4 Pembahasan Grafik traksi Kendaraan	72
4.5 Pembahasan Grafik <i>Performance</i> Kendaraan	75
4.6 Pembahasan Grafik traksi dan <i>Adhesion</i>	
<i>Limit</i> Kendaraan	81
4.6.1 Mode Operasi 2 <i>Wheel Drive</i> (2WD)	81
4.6.2 Mode Operasi 4 <i>Wheel Drive</i> (4WD)	89
4.7 Pembahasan pemilihan RWD, FWD, dan 4WD	104
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	107
5.1 Kesimpulan	107
5.2 Saran	109
DAFTAR PUSTAKA	111
BIODATA PENULIS	113

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Kendaraan produksi pertanian modifikasi (grandong)[1]	2
Gambar 1.2 Mobil Pedesaan Multiguna WAPRODES	2
Gambar 2.1 Dinamika kendaraan ketika menanjak pada mobil WAPRODES	8
Gambar 2.2 Frontal area mobil WAPRODES	8
Gambar 2.3 Kendaraan ketika terkena gaya aerodinamik (drag)	10
Gambar 2.4 Pengaruh kecepatan terhadap <i>coefficient</i> <i>rolling resistance</i>	11
Gambar 2.5 Hambatan rolling pada kendaraan WAPRODES	12
Gambar 2.6 Gaya yang bekerja pada kendaraan posisi menanjak	14
Gambar 2.7 Semua gaya yang bekerja pada kendaraan 2 poros	18
Gambar 2.8 Pemilihan rasio gigi berdasarkan hukum progresi geometri	22
Gambar 2.9 Karakteristik traksi kendaraan berpenumpang	25
Gambar 2.10 Sistem penyalur daya mesin dan roda penggerak ..	26
Gambar 2.11 Rear wheel drive (a) front wheel drive (b)	30
Gambar 2.12 Sistem penggerak mobil 4WD	32
Gambar 2.13 Karakteristik transmisi Sunggono	33
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> Perhitungan untuk menentukan <i>engine</i> ..	35
Gambar 3.2 <i>Flowchart</i> Perhitungan rasio dan tingkat gigi transmisi	36
Gambar 3.3 <i>Flowchart</i> Perhitungan gaya hambat	37
Gambar 3.4 <i>Flowchart</i> Perhitungan gaya dorong 4 tingkat kecepatan	38
Gambar 3.5 Rancangan <i>Layout</i> sistem <i>Powertrain</i> Mobil Multiguna WAPRODEK	53
Gambar 3.6 Skema rancangan mobil multiguna dengan	

modifikasi <i>transfer case</i> 2WD (a) 4WD (b)	54
Gambar 4.1 Parameter penilaian sebuah mesin.....	58
Gambar 4.2 Merk dan jenis mesin yang diseleksi	59
Gambar 4.3 Mesin diesel diamond 2700(s) hasil dynotest(b) spesifikasi(c)	62
Gambar 4.4 hambatan aerodinamis pada kendaraan dari 0 -90 km/h	64
Gambar 4.5 Perhitungan hambatan total (a) power yang dibutuhkan pada jalan raya (b).....	69
Gambar 4.6 Perhitungan hambatan total (a) power yang digunakan ada jalan kerikil (b).....	70
Gambar 4.7 Perhitungan hambatan total (a) power yang digunakan ada jalan pasir (b)	71
Gambar 4.8 Traksi Vs Kecepatan pada kendaraan WAPRODES.....	74
Gambar 4.9 Acceleratinon performance dan climbing performance	79
Gambar 4.10 Traction dan adhesion limit dengan mode 2WD ...	85
Gambar 4.11 Traction dan adhesion limit pada 4WD dengan variasi traksi 45% roda depan dan 55% roda belakang	93
Gambar 4.12 Traction dan adhesion limit pada 4WD dengan variasi traksi 45% roda depan dan 55% roda belakang	97
Gambar 4.13 Traction dan adhesion limit pada 4WD dengan variasi traksi 40% roda depan dan 60% roda belakang	101

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai rata – rata dari koefisien hambatan rolling untuk jenis kendaraan dan kondisi jalan	11
Tabel 3.1 Spesifikasi kendaraan WAPRODES	55
Tabel 4.1 Angka yang digunakan mewakili tingkat kepentingan	59
Tabel 4.2 Pembobotan spesifikasi setiap mesin	60
Tabel 4.3 Perhitungan hambatan aerodinamis dari kecepatan kendaraan 0-90 km/h	65
Tabel 4.4 Perhitungan hambatan <i>rolling</i> dengan variasi f_r pada permukaan jalan	66
Tabel 4.5 Nilai hambatan tanjak berdasarkan variasi sudut jalan	67
Tabel 4.6 Perhitungan rasio gigi transmisi	72
Tabel 4.7 Nilai traksi dan kecepatan pada variasi putaran mesin	73
Tabel 4.8 Hasil perhitungan gradability dan percepatan kendaraan	76
Tabel 4.9 Data dan hasil perhitungan gaya kontak saat kecepatan 0-90 km/jam	81
Tabel 4.10 Data dan hasil perhitungan gaya kontak pada berbagai kontur jalan	82
Tabel 4.11 Penggunaan tingkat transmisi unuk melawan hambatan tanjak dan tidak melebihi <i>adhesion limit</i> pada mode 2WD RWD.....	88
Tabel 4.12 Penggunaan tingkat transmisi unuk melawan hambatan tanjak dan tidak melebihi <i>adhesion limit</i> pada mode 2WD FWD	89

Tabel 4.13 Penggunaan tingkat transmisi unuk melawan hambatan tanjak dan tidak melebihi <i>adhesion limit</i> pada mode 4WD	102
Tabel 4.14 Pembobotan untuk menyeleksi penggunaan sistem penggerak.....	104
Tabel 4.15 Angka yang digunakan pada proses seleksi	105

BAB I

PENDAHULUAN

I.1 Latar Belakang

Perkembangan alat transportasi sekarang ini sudah sangat pesat. Salah satu kendaraan tersebut adalah mobil serbaguna yang bermanfaat bagi masyarakat pedesaan agar menunjang kegiatan proses pertanian dan perikanan. Kendaraan multiguna pedesaan dirancang untuk dapat diaplikasikan pada wilayah pedesaan yang mempunyai medan jalan yang bervariasi. Variasi medan jalan yang biasanya ditemui antara lain tanjakan turunan curam, jalan berbatu, jalan berpasir, jalan yang basah, jalan sempit yang banyak ditemui didaerah perbukitan, pegunungan, dan pesisir pantai. Kondisi demikian membuat mobil multiguna pedesaan yang telah ada tidak cukup hanya sebagai mobil yang dapat mengangkut sekaligus mengolah hasil pertanian, akan tetapi mobil akan lebih sempurna jika dirancang dapat melewati medan sulit secara optimal.

Petani mulai sadar bahwa proses produksi tersebut membutuhkan mobilitas yang tinggi serta teknologi tepat guna yang dibutuhkan untuk bertani. Untuk menjawab persoalan itu petani cenderung menggunakan alat-alat bekas untuk dirakit ulang lalu diberi penambahan berupa mesin mesin pertanian. Permasalahan yang timbul sekarang yaitu seperti gambar 1.1 bahwa petani berusaha menciptakan teknologi yang bermobilitas tinggi dan teknologi tepat guna tanpa mempertimbangkan keselamatan pengemudi dan kekuatan material pada kendaraan grandong tersebut. Serta yang lebih penting yaitu para pemilik kendaraan grandong tidak membayar pajak sehingga beberapa daerah kendaraan ini adalah ilegal. Oleh karena itu untuk

memenuhi kebutuhan petani maka diciptakan suatu kendaraan dengan diberi alat-alat pertanian sehingga dapat menjawab permasalahan dikalangan petani. Dengan adanya kendaraan ini diharapkan petani dapat meningkatkan efisiensi produksi terhadap waktu, mengurangi konsumsi tenaga petani yang dialihkan terhadap mesin produksi, serta setelah produksi bisa langsung dikirim menuju gudang tanpa harus menunggu sewa kendaraan pengangkut hasil produksi.



Gambar 1.1 Kendaraan produksi pertanian modifikasi (grandong) [1]



Gambar 1.2 Mobil Pedesaan Multiguna WAPRODES

Pada Tugas akhir ini dilakukan sebuah perancangan dan analisis menggunakan referensi Mobil Pedesaan Multiguna WAPRODES pada gambar 1.2 terhadap komponen *Power Train* pada mobil pedesaan multiguna dengan tujuan dapat menentukan mesin yang cocok, penentuan rasio gigi untuk kendaraan, serta analisis karakteristik traksi, agar transmisi yang dirancang dapat tepat digunakan sehingga kendaraan dapat melaju pada medan yang sulit dan dapat melaluinya dengan sangat baik.

I.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang diteliti pada tugas akhir ini, antara lain :

1. Bagaimana menentukan mesin yang cocok untuk kendaraan multiguna pedesaan WAPRODES?
2. Bagaimana rancangan sistem *Power Train* yang dapat digunakan untuk mobil Multiguna Pedesaan WAPRODES?
3. Bagaimana karakteristik traksi mobil multiguna pedesaan WAPRODES?

I.3 Tujuan Penelitian

Tujuan pada tugas akhir ini, antara lain :

1. Menentukan mesin yang cocok untuk kendaraan multiguna pedesaan WAPRODES
2. Merancang sistem *Power Train* pada mobil multiguna pedesaan WAPRODES
3. Mengetahui karakteristik traksi mobil multiguna pedesaan WAPRODES

I.4 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat penelitian dari tugas akhir ini antara lain :

1. Menawarkan konsep rancangan *Power Train* yang sangat handal bagi Kendaraan Pedesaan Multiguna WAPRODES agar dapat digunakan segala medan pedesaan khususnya di Indonesia.
2. Membantu masyarakat pedesaan dalam menjalankan aktivitas pertanian dan perikanan.
3. Sebagai acuan dan riset penelitian selanjutnya.

I.5 Batasan Masalah

Pembahasan masalah pada tugas akhir ini dibatasi oleh beberapa hal, antara lain :

1. Dimensi kendaraan yang digunakan, menggunakan referensi Mobil Pedesaan Multiguna WAPRODES.
2. Analisis kendaraan hanya berdasarkan bidang longitudinal
3. Kecepatan maximum kendaraan adalah 90 kilometer per jam
4. Locking differential menggunakan desain sebelumnya yaitu 4.8
5. Sudut tanjak maksimum yaitu 30^0
6. Hanya mendesain transmisi untuk kendaraan tanpa mesin produksi.
7. Berat kendaraan yang digunakan yaitu ketika kendaraan tanpa beban 700 kg dan kendaraan ketika beban penuh 1500 kg

1.6. Sistematika Laporan

Sistematika penulisan dibagi dalam beberapa bab sebagai berikut:

1. Bab 1 Pendahuluan, bab ini berisi latar belakang dari penelitian, rumusan masalah, batasan masalah, manfaat, dan sistematika penulisan laporan.
2. Bab 2 Tinjauan Pustaka, bab ini berisi dasar – dasar ilmu yang mendukung pengerjaan tugas akhir.
3. Bab 3 Metodologi, bab ini berisi urutan langkah – langkah analisis cara penghitungan torsi dan daya maksimum, menghitung perbandingan rasio transmisi, serta *plotting* gaya dorong dengan kecepatan dari kendaraan multiguna pedesaan WAPRODES
4. Bab 4 Pembahasan dan Hasil berisi contoh perhitungan dan pembahasan data hasil perhitungan serta pembuatan grafik setiap kondisi agar mudah dipahami.
5. Bab 5 Kesimpulan dan Saran, berisi kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan serta saran – saran untuk membuat penelitian ini lebih baik.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dinamika Kendaraan

2.1.1 Gaya Hambat Kendaraan

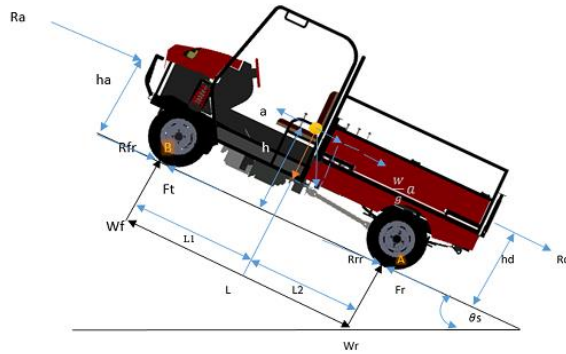
Gaya gaya yang bekerja pada sebuah kendaraan yang sedang melaju pada sebuah permukaan dengan sudut tanjak tertentu dapat dijabarkan pada gasdrmbar 2.1.

F_t adalah gaya dorong kendaraan oleh mesin pada roda penggerak. Sesuai tujuannya agar dapat memenuhi *driver demand*. Pada gambar 2.1 F_t (gaya dorong) dibagi menjadi dua yaitu F_t (gaya dorong pada roda depan) dan F_r (gaya dorong pada roda belakang). Gaya dorong pada kendaraan yang sedang berjalan, dihambat oleh tiga gaya hambat yaitu gaya hambat aerodinamik , hambatan *rolling* serta hambat kendaraan akibat sudut tanjak.

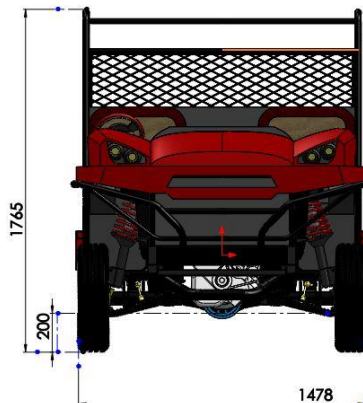
2.1.1.1 Gaya Hambat Aerodinamik (*Drag*)

Gaya hambat adalah gaya yang bekerja dalam arah horizontal (pararel terhadap aliran) dan berlawanan arah dengan arah gerak maju kendaraan. Pada dasarnya, terdapat beberapa jenis gaya hambat angin pada kendaraan yaitu hambatan bentuk, hambatan aliran dalam, hambatan pusaran, hambatan tonjolan. Hambatan yang paling besar pada suatu kendaraan itu gaya hambat bentuk karena ada

gradien tekanan dan adanya gesekan pada seluruh permukaan bodi, makin rumit bentuknya maka semakin banyak distribusi tekanan pada bodi tersebut, dan juga hambatan pusaran karena adanya perbedaan tekanan atas dan bawah kendaraan yang mengakibatkan *vortex*.



Gambar 2.1 Dinamika kendaraan ketika menanjak pada mobil WAPRODES



Gambar 2.2 *Frontal* area mobil WAPRODES

Pada gambar 2.2 dapat dilihat bahwa *frontal* area mobil WAPRODES yang terkena gaya horizontal tidak lebih dari 2.6 m² karena menghitung langsung panjang kali lebar tetapi pada penelitian sebelumnya kendaraan ini mempunyai luasan frontal area 2 m².

Ketika kendaraan mengalami hambatan aerodinamik maka terdapat kecepatan relatif antara kecepatan kendaraan dengan kecepatan angin. Dengan gambar 2.3, besarnya gaya hambat aerodinamika dapat dihitung dengan persamaan berikut [1]:

$$R_a = \frac{1}{2} \times \rho \times C_d \times A_f \times V_a^2 \quad 2.1$$

Keterangan:

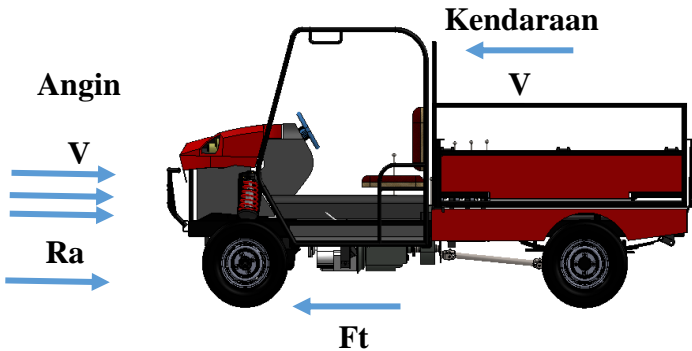
R_a = Hambatan aerodinamika (N)

ρ = Massa jenis udara (kg/m³)

C_D = Koefisien drag

A_f = Luas frontal area kendaraan (m²)

V_a = Kecepatan relatif kendaraan terhadap angin (m/s)



Gambar 2.3 Kendaraan ketika terkena gaya aerodinamik (drag) [1]

2.1.1.2 Gaya Hambat Rolling (*Rolling Resistance*)

Hambatan *rolling* yang terjadi pada ban disebabkan oleh sifat histerisis ban karena adanya defleksi dari ban. Untuk mencari besarnya hambatan *rolling*, hal utama yang harus dilakukan yaitu menentukan koefisien hambatan *rolling*. Nilainya f_r dapat dicari menggunakan persamaan hasil eksperimen J.J Taborek berikut [2]:

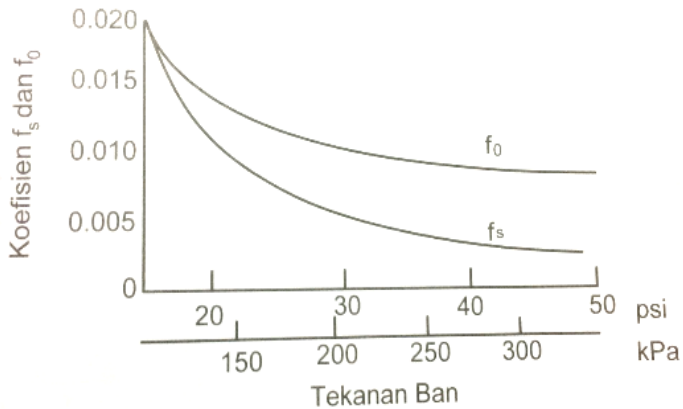
$$f_r = f_0 + f_s \left(\frac{V_k}{100} \right)^{2.5} \quad 2.2$$

Keterangan:

F_r = koefisien hambat *rolling*

F_0 dan f_s = koefisien yang nilainya tergantung pada tekanan ban, didapat dari grafik gambar 2.4

V_k = Kecepatan kendaraan (km/h)



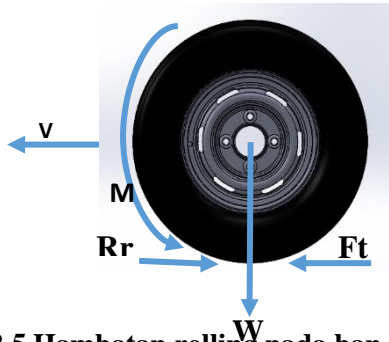
Gambar 2.4 Pengaruh koefisien f_s dan f_0 vs tekanan ban [2]

Sedangkan untuk kondisi tekanan ban sekitar 26 psi, maka perumusan diatas dapat disederhanakan sebagai berikut:

$$f_r = 0,01 \left(1 + \frac{V_k}{160} \right) \quad 2.3$$

Tabel 2.1 Nilai rata - rata dari koefisien hambat *rolling* untuk jenis kendaraan dan kondisi jalan.

Jenis Kendaraan	Permukaan Jalan		
	Beton	Aspal	Pasir
Kendaraan penumpang	0.015	0.08	0.3
Truk	0.012	0.06	0.25
Traktor	0.02	0.04	0.2



**Gambar 2.5 Hambatan rolling pada ban kendaraan
WAPRODES**

Dilihat pada gambar 2.5 bahwa R_r sangat bergantung pada konstruksi ban, ketebalan dan sifat karet, dan gaya longitudinal pada ban [2]. Dalam hal ini untuk menentukan R_r dibutuhkan koefisien hambatan *rolling* (f_r) sehingga dengan menggunakan persamaan 2.3. Besarnya gaya hambatan dapat dicari dengan melihat persamaan rumus 2.4, yaitu :

$$R_r = f_r \times W_{total} \quad 2.4$$

Keterangan:

R_r = gaya hambatan pada roda belakang (N)

W_{total} = Berat kendaraan penuh

2.1.1.3 Gaya Hambat Tanjakan

Gaya hambatan yang ketiga adalah gaya hambatan tanjakan. Gaya hambatan yang diakibatkan adanya sudut

tanjak yang dilewati oleh kendaraan sehingga beban kendaraan bertambah akibat gaya gravitasi yang muncul. Besarnya hambatan akibat sudut tanjak dapat dihitung dengan berikut :

$$R_g = W_{\text{total}} \sin \theta = \text{hambatan tanjakan (N)} \quad 2.5$$

Keterangan:

R_g = Gaya hambat tanjakan

W_{total} = Berat kendaraan penuh

Ketika kendaraan dalam posisi menanjak digunakan satuan *gradability* sebagai acuan. *Gradability* adalah kemampuan suatu kendaraan untuk mendaki suatu tanjakan. Jika kendaraan didesain dengan gradien 30% misalnya, maka kemampuan kendaraan tersebut harus mampu menanjak dengan gradien 30%. Jika kendaraan tersebut belum mampu menempuh tanjakan tersebut, maka kendaraan tersebut dikatakan tidak memenuhi kriteria *gradeability* yang diisyaratkan [3].

Perhitungan gradien tanjakan (G) dapat dilakukan dengan rumus berikut :

$$G = \tan \theta = \frac{\text{proyeksi vertikal}}{\text{proyeksi horizontal}} \quad 2.6$$

Dengan demikian, setelah meninjau tiga buah gaya hambat yang bekerja pada kendaraan sesuai penjelasan sebelumnya, maka gaya hambat total pada kendaraan dapat dirumuskan sesuai persamaan 2.7 dibawah ini, yaitu :

$$F_r = R_a + R_r + R_g \quad 2.7$$

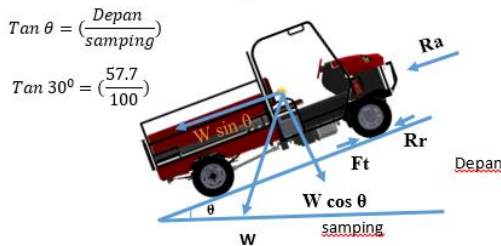
Keterangan:

- F_r = total gaya hambat
- R_a = Gaya *drag*
- R_r = hambatan *rolling*
- R_g = hambatan tanjakan

Pada saat kendaraan dalam posisi menanjak besarnya sudut tanjak akan berpengaruh terhadap nilai *Rolling Resistance* kendaraan akibat perbedaan gaya normal kendaraan yang besarnya lebih kecil saat berjalan mendatar. Pada gambar 2.6, besar gaya normal kendaraan dengan gaya berat kendaraan dikali cos sudut tanjak sehingga rumus gaya dorong kendaraan total rumus 2.9 dimodifikasi menjadi seperti berikut:

$$F_r = R_a + R_r + R_g \quad 2.8$$

$$F_r = f_r \cdot W_{total} \cdot \cos \theta + \frac{1}{2} \rho C_D A_f V_a^2 + W_{total} \sin \theta \quad 2.9$$



Gambar 2.6 Gaya yang bekerja pada kendaraan posisi menanjak [5]

2.2 Gaya Dorong Kendaraan

Gaya dorong adalah gaya yang bekerja berlawanan dengan arah gerak gaya hambat kendaraan. Gaya dorong ini dihasilkan dari daya yang dihasilkan oleh mesin kendaraan (*engine*) yang kemudian disalurkan melalui sistem transmisi sehingga akhirnya dapat menggerakkan roda. Untuk menghitung besarnya gaya dorong yang mampu dihasilkan kendaraan, dapat menggunakan persamaan 2.7 dengan metode analitis/ perhitungan.

Torsi mesin pada mobil (M_e) dihasilkan langsung oleh pembakaran pada *combustion engine*. Torsi dari *engine* kemudian akan masuk ke *drivetrain*. Setelah melalui *drivetrain*, daya yang disalurkan besarnya akan menurun akibat adanya *losses* pada *drivetrain*, kemudian daya akan langsung disalurkan menuju roda kendaraan, torsi yang muncul pada roda tersebut T_r . T_r sendiri merupakan kebutuhan torsi untuk menggerakkan kendaraan. Torsi yang muncul pada roda nantinya akan digunakan untuk memutar roda agar bisa bergerak. Pada permukaan roda, ketika berputar maka akan timbul gaya tangensial. Gaya inilah yang biasa kita sebut dengan gaya dorong (F_t).

Proses transmisi dan transformasi torsi yang dihasilkan oleh mesin menjadi gaya dorong (F_t). Yang terjadi pada roda penggerak dipengaruhi beberapa faktor berikut :

1. Perbandingan transmisi

$$i_t = \frac{N_e}{N_{tr}} \quad 2.10$$

2. Perbandingan putaran pada gardan

$$i_g = \frac{N_{tr}}{N_p} \quad 2.11$$

3. Torsi yang keluar dari transmisi

$$M_{tr} = i_t \cdot M_e \quad 2.12$$

4. Torsi pada poros penggerak setelah Mtr ditransmisikan melalui gardan

$$M_p = i_g \cdot M_{tr} = i_t \cdot i_g \cdot M_e \quad 2.13$$

Maka gaya dorong pada roda penggerak (F_t) dengan memperhatikan efisiensi (η_t) pada semua proses transmisi pada mobil. Pada umumnya dirumuskan sebagai berikut [5]:

$$F_t = \frac{i_t \cdot i_g \cdot M_e}{r} \eta_t \quad 2.14$$

Keterangan:

$F_t = F_f + F_r$ = gaya dorong pada kendaraan roda penggerak depan dan belakang (N)

$F_t = F_f$ = gaya dorong pada kendaraan dengan roda penggerak belakang (N)

M_e = Torsi keluaran dari mesin (N.m)

N_e = Putaran mesin

n_{tr} = putaran transmisi

n_p = Putaran poros penggerak

r = jari jari roda (m)

η_t = Efisiensi transmisi, (0.88 – 0.92) untuk mesin yang letaknya memanjang

= Efisiensi transmisi , (0.91 – 0.95) untuk mesin yang letaknya melintang

i_t = perbandingan gigi transmisi

i_g = perbandingan rasio transmisi pada gardan

2.2.1 Gaya Dorong Kendaraan 4 WD

Gaya – gaya yang bekerja dan posisi kerjanya pada kendaraan 2 poros saat berjalan menanjak ditunjukkan pada gambar 2.7.

Pada gambar 2.7 F_f , F_r adalah gaya dorong pada roda depan dan belakang, R_{rf} , R_{rr} adalah gaya hambat rolling pada roda depan dan belakang, W_f , W_r adalah gaya reaksi normal jalan pada roda depan dan belakang, R_a adalah gaya hambat angin a adalah percepatan kendaraan, θ adalah sudut tanjakan jalan, W adalah gaya berat total kendaraan, $\frac{W}{g}a$ adalah gaya inersia untuk memberi percepatan pada kendaraan sebesar a , h adalah posisi tinggi dari pusat massa kendaraan, h_a adalah posisi tinggi garis kerja dari gaya hambat aerodinamika (R_a), hr adalah posisi tinggi garis kerja dari gaya R_a .

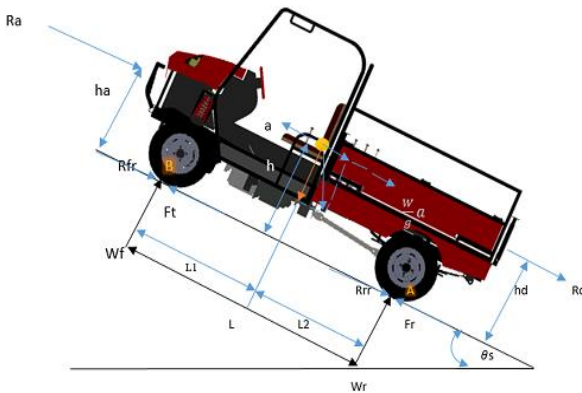
Untuk memperediksi besarnya gaya dorong maksimum yang dapat didukung oleh kontak roda dan

jalan, maka gaya normal pada roda depan dan belakang perlu dicari. Gaya normal dapat dihitung dengan menggunakan Gambar 2.7 dan dengan mengambil resultan momen dari titik A dan titik B.

Dengan mengambil momen dari titik A maka didapat gaya normal (R_f) tanpa menarik beban pada roda depan dengan rumus :

$$W_f = \frac{W \cdot l_2 \cdot \cos \theta - R_a \cdot h_a - h \cdot a \cdot \frac{W}{g} \pm W \cdot h \cdot \sin \theta}{L} \quad 2.15$$

Sedangkan mengambil momen dari titik B didapat gaya normal (R_r) tanpa menarik beban pada roda belakang dengan rumus :



Gambar 2.7 Semua gaya yang bekerja pada kendaraan 2 poros

$$Wr = \frac{W.l_2 .\cos \theta + R_a.h_a + h .a \frac{w}{g} \pm W .h.\sin \theta}{L} \quad 2.16$$

Pada persamaan 2.15 bernilai $+ W . h . \sin \theta$ untuk kendaraan dengan jalan turun, bernilai $- W . h . \sin \theta$ untuk kendaraan dengan jalan naik dan pada persamaan 2.16 bernilai $+ W . h . \sin \theta$ untuk kendaraan dengan jalan naik, dan bernilai $- W . h . \sin \theta$ untuk kendaraan dengan jalan turun.

2.3 Kecepatan dan Percepatan Kendaraan

Karakteristik kinerja traksi menggambarkan gaya traksi (F_t) yang dapat dihasilkan kendaraan pada setiap kecepatannya. Dengan menggambarkan hambatan *rolling* dan hambatan angin pada karakteristik traksi, maka dapat ditunjukkan kecepatan maksimum (V_{maks}) yang dapat dicapai kendaraan, dan dapat mempercepat yang dapat dihasilkan untuk setiap kecepatan kendaraan, serta sekaligus dapat menghitung kemampuan tanjak.

Kecepatan kendaraan (V_k), percepatan pada setiap kecepatan (a_v) [3], dan sudut tanjakan pada setiap kecepatan (θ), dapat dihitung dengan rumus rumus sebagai berikut:

$$V_k = \frac{3.6 \pi . r . N_e}{30 . i_t . i_g} \quad 2.17$$

$$a_v = \frac{F_t - R_r - R_a}{\lambda . m} \quad 2.18$$

$$\theta_v = \arcsin\left(\frac{F_t - R_r - R_a}{W}\right) \quad 2.19$$

Dengan menggunakan rumus 2.17 Maka dapat dihitung kecepatan maksimum yang dapat dicapai kendaraan pada setiap tingkatan gigi transmisi. Percepatan kendaraan untuk setiap kecepatan kendaraan dan pada setiap tingkatan transmisi dapat dihitung dengan rumus 2.18, sedangkan sudut tanjakan yang mampu didaki oleh kendaraan pada setiap kecepatan dan setiap tingkat gigi transmisi dapat dihitung dengan rumus 2.19.

2.4 Karakteristik Transmisi

Karakteristik antara *power*, torsi, dan kecepatan dari mesin dengan pembakaran dalam sangat tidak cocok untuk kendaraan yang bertenaga dorong langsung. Sebuah transmisi tetap dibutuhkan untuk menghasilkan karakteristik *tractive effort – speed* yang akan menyajikan kebutuhan setiap kondisi operasi. Arti dari transmisi yaitu termasuk semua sistem dan subsistem yang bekerja untuk mengirimkan tenaga mesin menuju roda atau *sprocket*. Ada dua tipe yang paling umum untuk kendaraan di jalanan yaitu transmisi gigi manual, dan transmisi otomatis dengan torsi koverter. Tipe transmisi yang lain termasuk *continuous variable transmission* (CVT) dan transmisi hidrostatik .

2.4.1 Transmisi Gigi Manual

Transmisi gigi manual biasanya dibutuhkan untuk transmisi yang mempunyai persyaratan sebagai berikut :

1. Untuk mencapai kecepatan maksimum kendaraan dengan mesin yang sesuai.
2. Dapat memulai dengan beban penuh, dalam keduanya antara arah maju dan mundur pada tingkat tanjakan, biasanya 33% (1 in 3), dan dapat melaju dengan kecepatan 88 - 96 km /h pada kemiringan rendah dengan derajat kemiringan 3% pada gigi tertinggi untuk kendaraan berpenumpang.
3. Mencocokkan karakteristik dari mesin untuk mencapai operasi yang hemat bahan bakar dan karakteristik percepatan.

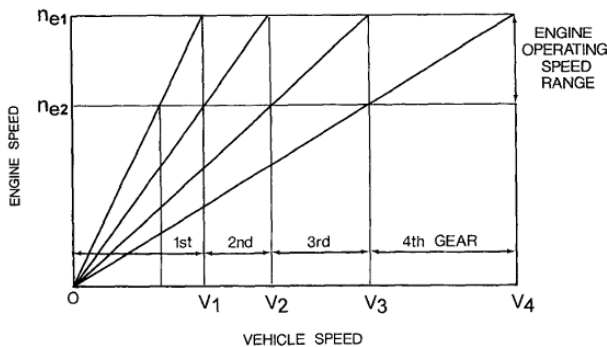
Transmisi gigi manual biasanya terdiri dari kopling, *gearbox*, dan poros penggerak dengan sebuah diferensial (untuk memungkinkan putaran relatif roda penggerak ketika gerakan belok). Dalam mesin yang didepan dan roda penggerak depan atau kendaraan dengan *rear engine* dan *rear drive*, *gearbox*, dan diferensial biasanya terintegrasi kedalam satu unit, umumnya acuan kepada *transaxle*. Biasanya gandar penggerak mempunyai sebuah rasio reduksi gigi konstan, yang ditentukan dengan kebutuhan penggerak langsung (penggerak tanpa reduksi) didalam *gearbox* pada gigi tertinggi, jika tidak ada gigi *overdrive*. Untuk kendaraan yang membutuhkan torsi yang sangat tinggi pada putaran rendah, sebagai tambahan gigi reduksi (*final drive*) mungkin ditempatkan pada roda penggerak. *Gearbox* biasanya tertera sebuah rasio gigi reduksi diantara kisaran 3 sampai 5 untuk kendaraan penumpang, dan 5 sampai 16 atau lebih untuk kendaraan komersil. Angka rasio gigi dipilih untuk membuat kendaraan dengan

karakteristik traksi gaya – kecepatan agar dapat mencapai ideal .

2.4.2 Desain Tingkatan Gigi (Progresi Geometris)

Transmisi merupakan bagian dari sistem perpindahan tenaga dari sebuah kendaraan, yaitu sistem yang berfungsi mengatur tingkat kecepatan dalam proses pemindahan tenaga dari sumber penggerak ke roda kendaraan.

Salah satu cara untuk mencari perbandingan gigi antara tingkat transmisi terendah dan tertinggi adalah dengan cara progresi geometris. Cara ini umumnya dipakai sebagai iterasi awal. Batas kecepatan operasi dari mesin terendah (n_{e1}) dan tertinggi (n_{e2}) harus ditetapkan terlebih dahulu. Penetapan ini berdasarkan karakteristik torsi maksimum mesin. Konsep dari progresi geometris ditunjukkan pada gambar 2.8 menggambarkan transmisi dengan 4 tingkat kecepatan .



Gambar 2.8 Pemilihan rasio gigi berdasarkan hukum progresi geometri [6]

Berdasarkan gambar 2.8 dengan perbandingan geometris maka untuk transmisi 4 tingkat dapat hubungan perbandingan gigi sebagai berikut :

$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{i_3}{i_2} = \frac{i_4}{i_3} = \frac{n_{e2}}{n_{e1}} = K_g \quad 2.20$$

Keterangan :

i_1, i_2, i_3, i_4 = Perbandingan gigi pada tingkat transmisi I,II,III,IV

K_g = Konstanta perbandingan

Langkah pertama untuk mendesain tingkat transmisi, harus ditentukan terlebih dahulu rasio transmisi pertama dan rasio transmisi terakhir kendaraan.

Untuk menentukan rasio transmisi pertama I, dapat dihitung dengan rumus berikut [6] :

$$i_1 = \frac{F_1 \cdot r}{M_e \cdot i_g \cdot \eta_t} \quad 2.21$$

Kemudian, rasio transmisi pada tingkat terakhir dirumuskan sebagai berikut :

$$i_n = \frac{F_n \cdot r}{M_e \cdot i_g \cdot \eta_t} \quad 2.22$$

Dengan demikian, nilai faktor K_g [6] dapat dimasukkan dalam rumus 2.23, lalu nilai K_g tersebut digunakan untuk menentukan nilai i_2 , dan i_3 .

$$K_g = \left(\frac{i_n}{i_1}\right)^{\frac{1}{n-1}} \quad 2.24$$

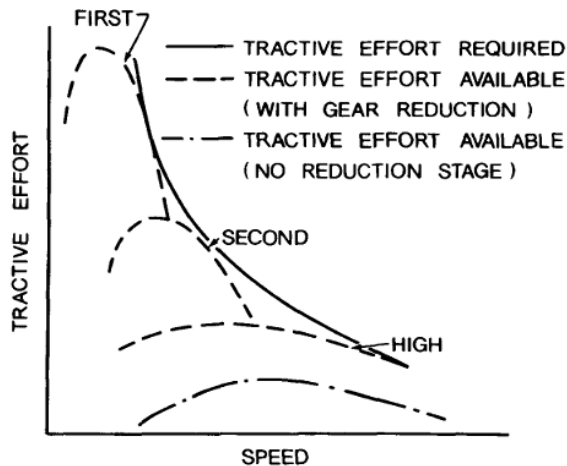
2.4.3 Karakteristik Transmisi Kendaraan

Untuk memudahkan dalam mengetahui karakteristik transmisi kendaraan, maka dibuat grafik untuk gaya dorong vs kecepatan. Contoh grafik karakteristik kendaraan pada suatu transmisi 4 tingkat ditunjukkan pada gambar 2.9 dibawah. Pada gambar tersebut ditunjukkan hambatan *rolling* (R_r) dan hambatan aerodinamik (R_a) yang tepat pada kendaraan, serta gaya dorong total, gaya dorong beban, dan gaya dorong maksimum yang terjadi pada bidang kontak ban dan jalan dengan asumsi koefisien gesek tertentu.

Gaya dorong bersih (F_n) yang dimaksudkan adalah gaya dorong total dikurangi hambatan *rolling* dan hambatan aerodinamika, dirumuskan sebagai berikut :

$$F_n = F - R_r - R_a \quad 2.25$$

Disamping itu juga gambar tersebut ditunjukkan gradability sehingga besarnya kecepatan maksimum yang dapat dicapai kendaraan pada gradability tertentu pada jalan datar.



Gambar 2.9 Karakteristik traksi kendaraan berpenumpang [7]

2.5 Penentuan Tenaga Mesin

Untuk mampu melawan segala hambatan dinamis serta mencapai kecepatan maksimum yang diinginkan maka suatu kendaraan membutuhkan besaran tenaga dari mesin. Besaran tenaga untuk mampu mencapai kecepatan maksimum tersebut adalah tenaga maksimum yang harus dapat dihasilkan mesin. Transformasi mesin melalui *drive train* sampai poros penggerak akan mengalami kerugian dinamis dan juga gesekan atau kerugian mekanis. Efisiensi *drive train* digunakan untuk menggambar tenaga bersih yang disalurkan dari mesin ke poros penggerak.

$$F_{tmax} = f_r \cdot W + \frac{1}{2} \rho \cdot C_D \cdot A_f \cdot V a^2 \quad 2.26$$

$$P_{\max} = F_{t \max} \cdot V_a \quad 2.27$$

Keterangan :

$F_{t \max}$ = Gaya dorong maksimum (N)

ρ = densitas angin

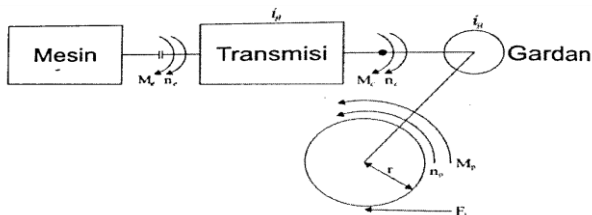
C_D = *Coefficient drag*

A_f = Luas frontal Kendaraan (m^2)

V_a = kecepatan relatif maksimum kendaraan terhadap angin (m / s)

2. 5. 1 Kebutuhan Torsi Maksimum

Torsi maksimum dibutuhkan oleh kendaraan untuk bergerak dari kondisi diam, yaitu pada saat kendaraan dengan transmisi tingkat 1 gambar 2.10 menunjukkan penyaluran daya dari konversi daya menjadi torsi dan gaya dorong.



Gambar 2.10 sistem penyalur daya dari mesin dan roda penggerak

Aliran daya yang terjadi yaitu berawal dari mesin lalu menuju transmisi, dalam transmisi terdapat rasio gigi yang mengakomodasi daya berubah sesuai kebutuhan. Daya yang tadinya dari transmisi mengalir menuju gardan, pada gardan tersebut terdapat *bevel ring gear* serta *pinion shaft* yang terjadi sebuah rasio yang nantinya akan mengubah daya yang akan disalurkan. Pada *locked differential* pada penelitian ini telang ditentukan dengan nilai rasio yaitu 4,8. Daya dari gardan akan mengalir menuju roda penggerak, pengaruh diameter roda sangat terasa pada kasus ini karena semakin besar diameter roda maka akan semakin besar pula torsi untuk menggerakkannya. Pada roda penggerak tersebut ada torsi yang dihasilkan dari poros penggerak, terdapat putaran roda penggerak, seta gaya dorong pada roda penggerak agar kendaraan dapat berjalan dari posisi diam menuju posisi bergerak maju. Untuk proses penyaluran gaya dorong pada kendaraan 2WD maka antara roda penggerak kiri dan kanan akan mempunyai nilai yang sama ketika posisi melaju.

Keterangan:

$$i_t = \frac{n_e}{n_{tr}} = \text{rasio transmisi}$$

$$i_g = \frac{n_{tr}}{n_p} = \text{rasio gardan}$$

$$n_e = \text{putaran mesin}$$

$$n_t = \text{putaran transmisi}$$

$$n_p = \text{putaran poros}$$

$$M_e = \text{torsi putaran mesin}$$

M_{tr} = torsi putaran transmisi

M_p = torsi poros penggerak

η_t = efisiensi transmisi

r = radius

R_r = $f_r \cdot W$

a_{max} = percepatan maksimum

$M_t = i_t \cdot M_e$

$M_p = i_g \cdot M_t = i_t \cdot i_g \cdot M_e$

$$F_t = \frac{M_p}{r} \eta_t = i_g \cdot M_t = \frac{i_t \cdot i_g \cdot M_{e \max}}{r} \eta_t \quad 2.28$$

$$F_{t \max} = M \cdot a_{\max} + R_r = \frac{i_t \cdot i_g \cdot M_{e \max}}{r} \eta_t \quad 2.29$$

Torsi maksimum yang dibutuhkan :

$$M_{e \max} = \frac{(M \cdot a_{\max} + f_r \cdot M \cdot g) r}{i_t \cdot i_g \cdot \eta_t} \quad 2.30$$

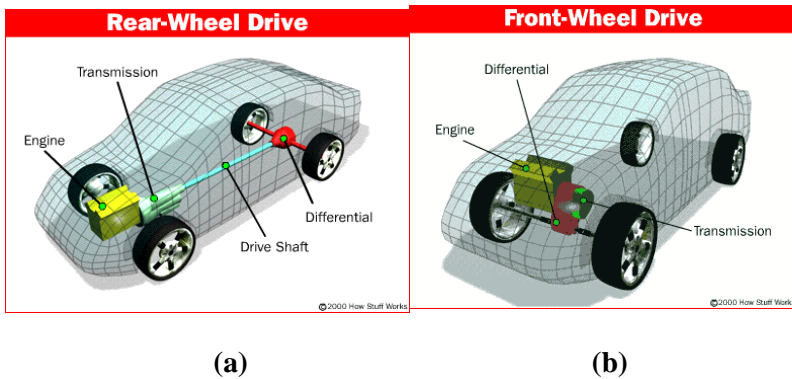
Untuk menentukan torsi maksimum $M_{e \max}$ maka momen inersia kendaraan $M \cdot a_{\max}$ perlu dimasukkan karena posisi kendaraan dari posisi diam untuk menjalankan hingga kendaraan bergerak maju, serta *rolling resistance* $f_r \cdot M \cdot g$ juga termasuk beban yang harus dilawan oleh kendaraan. Untuk r merupakan jari jari roda kendaraan, i_t merupakan perbandingan gigi transmisi sesuai tingkatan transmisi yang dibutuhkan, i_g adalah rasio gardan

yang telah ditentukan pada batasan masalah yaitu 4.8, untuk η merupakan efisiensi dari transmisi, dimana transmisi sangat tergantung oleh banyak faktor tapi biasanya terdapat pada kisaran 90 – 95 %.

2.6 Mobil dengan Sistem 4 *Wheel Drive* (4WD) dan 2 *Wheel Drive* (2WD)

Dalam dunia kendaraan biasanya sistem penggerak roda dibagi menjadi beberapa bagian, yaitu Tipe pertama yaitu yang lebih sering disebut dengan Front Wheel Drive atau sistem penggerak roda depan artinya adalah mobil tersebut penerus dayanya adalah dengan roda depan, tipe kedua adalah Rear Wheel Drive atau system penggerak roda belakang yaitu mobil tersebut penerus dayanya melalui roda belakang. Tipe ketiga adalah Four Wheel Drive yaitu keempat roda mobil merupakan penerus daya atau disebut 4WD. Untuk Indonesia mobil pada umumnya hanya menggunakan dua tipe yaitu RWD dan FWD. Untuk tipe 4WD lebih banyak dipakai di kendaraan jenis SUV.

Dulu, semua mobil menggunakan sistem rear wheel-drive, karena sistem ini memberikan keseimbangan mobil yang lebih baik karena roda depan hanya berfungsi sebagai pengendali, sedangkan untuk penggeraknya dilakukan oleh roda belakang, dapat dilihat pada gambar 2.11. Tetapi karena biaya produksi mobil-mobil rear-wheel rata-rata lebih besar daripada front-wheel, maka produsen mobilpun sekarang lebih banyak memproduksi mobil-mobil entry level mereka, rear-wheel umumnya masih diproduksi tetapi hanya untuk mobil high-end saja.



Gambar 2.11 Rear wheel drive (a) front wheel drive (b) [8]

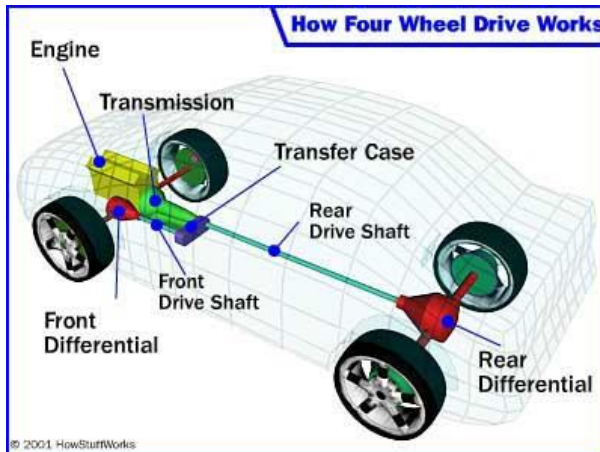
Keunggulan mobil dengan rear-wheel selain keseimbangan sasis adalah transfer bobot yang lebih baik pada saat berakselerasi. Transfer bobot pada saat berakselerasi ini penting, karena pada saat berakselerasi bobot mobil langsung dipindahkan ke bagian belakang dan efeknya cengkraman ban belakang jadi lebih besar menjadikan kemungkinan untuk mobil mengalami sliding jadi lebih kecil.

Keunggulan dari mobil dengan front-wheel drive adalah harga produksi yang lebih murah, karena produsen mobil lebih mudah untuk menyatukan mesin dan system penggerak pada bagian depan saja, mengakibatkan harga mobil dapat ditekan. Mobil jenis front-wheel juga lebih irit dalam hal konsumsi bahan bakar, karena itu mayoritas mobil-mobil yang beredar sekarang menggunakan front-wheel drive system.

Benefit front-wheel adalah kabin interior yang lebih lega daripada rear-wheel, karena semua sistem hanya ditempatkan di bagian depan saja. Bagian tengah dan belakang sudah dapat

dikhususkan untuk penumpang dan kompartmen barang. Kelebihan mobil dengan tipe ini adalah efisiensi, karena kerugian mekanisnya lebih sedikit dibanding RWD. Selain itu mesin FWD biasanya dipasang melintang sehingga pemanfaatan kabinnya jadi lebih baik. Sementara kekurangannya yaitu handling mobil FWD tak sebaik RWD karena roda depan berfungsi sebagai kemudi dan harus menyalurkan tenaga mesin dan distribusi bobot juga kurang merata.

4WD (fourwheel drive) atau juga bisa diistilahkan sebagai *4X4* merupakan salah satu jenis *drive train* (pemindah daya) yang digunakan pada kendaraan roda empat. Secara umum jenis *drive train* berdasarkan jumlah roda yang dibagi menjadi tiga, yaitu: *2WD (twowheel drive)*, *4WD (fourwheel drive)* dan *AWD (All wheel drive)* [8]. Pembagian ini didasarkan pada kemana saja daya dari mesin yang ditransferkan pada setiap roda mobil tersebut. Secara singkat *2WD* men-transmisikan daya mesin hanya pada dua roda yang satu poros (shaft) pada kendaraan, sementara roda yang lainnya hanya akan mengikuti pergerakan dari kedua roda tersebut. Untuk *4WD*, daya mesin akan ditransmisikan ke empat roda dengan memindahkan daya pada poros roda depan dan roda belakang. Namun biasanya *4WD* hanya bersifat parsial atau sementara (*part time*). Sedangkan *AWD* bisa disebut dengan *full time 4WD*, dimana fungsi kerja roda dirancang untuk mampu menghadapi segala jenis permukaan jalan.



Gambar 2.12 Sistem penggerak mobil 4WD [8]

Pada gambar 2.12 dapat dilihat komponen penyusun 4WD yaitu *differential*, *transfer case*, dan *locking hub*. Setelah mengetahui komponen penyusun *fourwheel drive*, berikut penjelasan runtut bagaimana prinsip kerja dari 4WD. Ketika mesin dihidupkan maka akan memutar poros mesin yang menghasilkan daya yang bervariasi tergantung pada rpm (kecepatan putar mesin). Daya tersebut kemudian ditransmisikan dengan *gearbox* menuju poros penggerak belakang yang terhubung dengan *differential* dan diteruskan menuju roda melalui poros dan *locking hub* roda belakang. Pada kondisi ini, kendaraan masih dalam sistem 2WD.

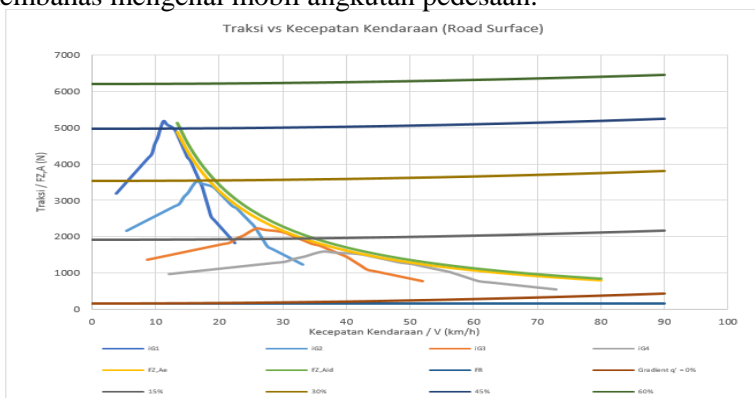
Kemudian sistem dipindahkan dari 2WD menuju 4WD menggunakan tuas atau tombol yang terhubung dengan *transfer case*. *Transfer case* akan mengunci poros penggerak belakang dan poros penggerak roda depan sehingga

daya yang ditransmisikan tidak hanya pada bagian belakang saja. Kemudian poros penggerak depan juga meneruskan menuju *differential* depan yang kemudian diteruskan pada poros roda depan menuju *locking hub* sehingga roda depan juga ikut berputar.

Pada kondisi ini, kecepatan putar roda belakang dan roda depan adalah sama. Pada kondisi berbelok, *differential* akan memainkan perannya untuk mengatur kecepatan roda bagian dalam dengan roda bagian luar dimana kecepatan roda luar lebih tinggi daripada roda bagian dalam. Hal ini akan membantu kendaraan agar dapat berbelok.

2.7 Penelitian Terdahulu

Penelitian mengenai analisis karakteristik kendaraan sebelumnya pernah dilakukan oleh Muhammad Sukma Wirayudha Sunggono dengan judul “ Perancangan dan Analisis Karakteristik Traksi Sistem *Power train* mobil multiguna pedesaan ” [9] membahas mengenai mobil angkutan pedesaan.



Gambar 2. 13Karakteristik transmisi Sunggono [9]

Analisis traksi yang terjadi saat kendaraan mobil multiguna pedesaan saat berjalan. Gambar 2.13 menjelaskan bagaimana perbandingan grafik $F_{Z,B}$ dan $F_{Z,A}$ berbanding dengan kecepatan laju kendaraan. Tampak pada grafik jika kendaraan mampu melaju pada kondisi jalan mendatar (*gradien 0%*) hingga kecepatan maksimal 75 km/jam, hal ini dikarenakan karena terjadi perpotongan antara garis $F_{Z,B}$ dan $F_{Z,A}$ yang mengindikasikan jika *Traction Available* sudah tidak dapat memenuhi *Traction required*. Selain itu juga tampak jika nilai $F_{Z,A}$ terbesar pada kondisi tingkat gigi kecepatan ke-1 sudah tidak mampu melawan $F_{Z,B}$ pada kondisi *gradien* kemiringan jalan 45%. Hal ini menyebabkan Mobil Multiguna pedesaan yang dirancang memiliki kapasitas kemampuan maksimal menanjak dengan kemiringan *gradien* 45%.

Pada perbandingan nanti dibutuhkan perhitungan yang tepat agar menghasilkan output berupa rasio gigi agar pada saat proses *matching* dengan mesin dapat menghasilkan karakteristik traksi yang bagus serta optimum. Perbandingan antara hasil penelitian ini dengan penelitian terdahulu agar dapat membandingkan karakteristik yang telah didesain, akan lebih baik jika performa karakteristik traksi sesuai desain awal dan sesuai dengan capaian target yang diinginkan

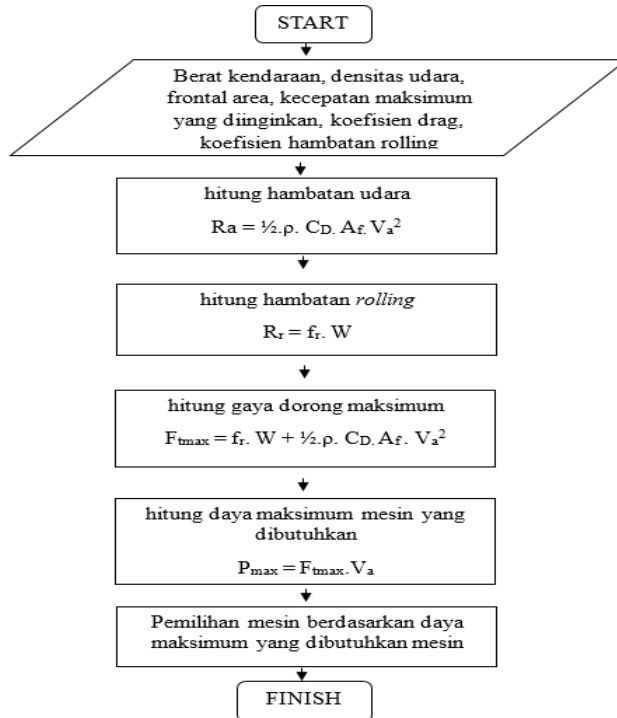
BAB III

METODOLOGI

3.1 *Flowchart* Perhitungan

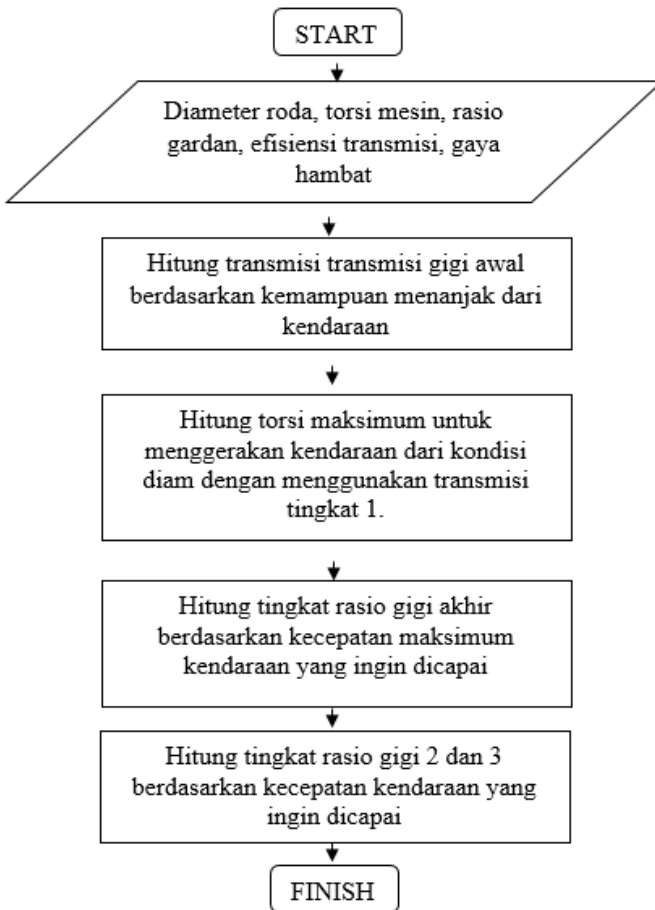
3.1.1. *Flowchart* Perhitungan untuk Menentukan *Engine*

Untuk menghitung rasio tingkat transmisi maka diperlukan diagram alir sebagai berikut,



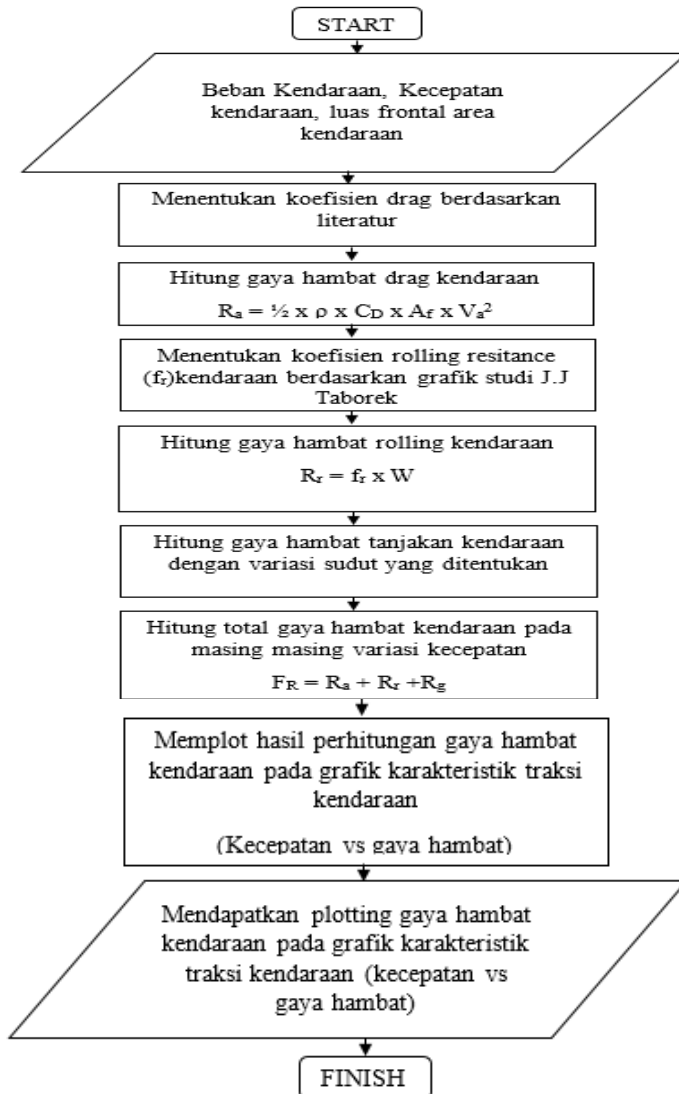
Gambar 3.1 *Flowchart* perhitungan untuk menentukan *engine*

3.1.2. *Flowchart* Perhitungan Rasio dan Tingkat Gigi Transmisi



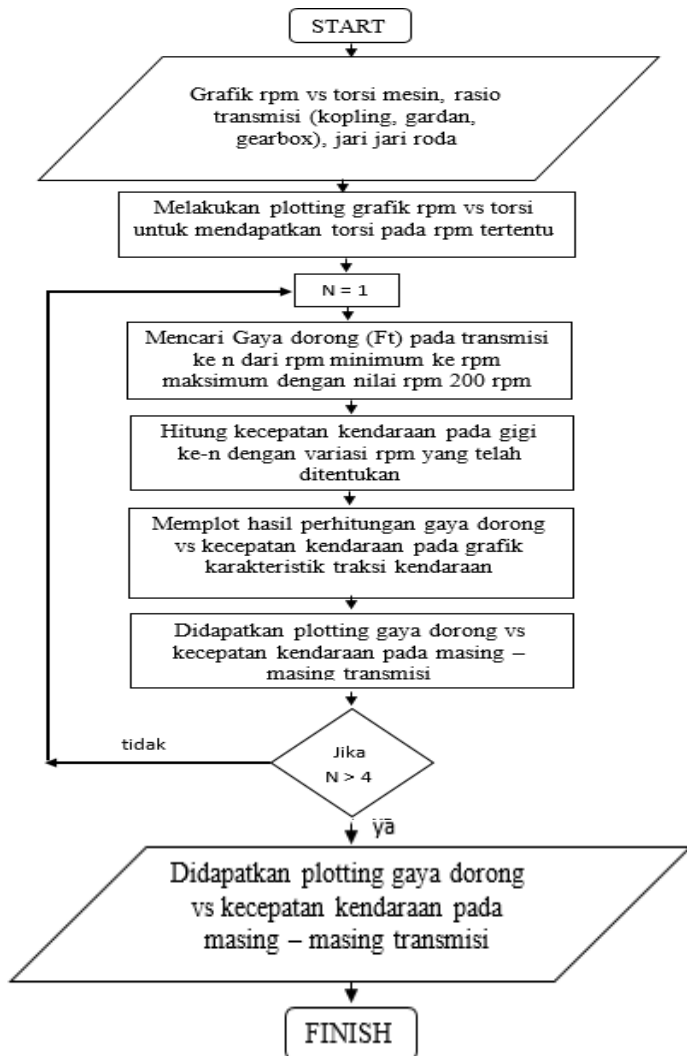
Gambar 3.2 *Flowchart* perhitungan rasio dan tingkat gigi transmisi

3.1.3. Flowchart Perhitungan Gaya Hambat



Gambar 3.3 Flowchart perhitungan gaya hambat

3.1.4. *Flowchart* Perhitungan Gaya Dorong 4 Tingkat Kecepatan



Gambar 3.4 *Flowchart* perhitungan gaya dorong 4 tingkat kecepatan

3.2 Prosedur Perhitungan

Langkah langkah perhitungan yang dibutuhkan untuk menghitung gaya hambat yang ditunjukkan pada gambar 3.1, yang dapat dijelaskan sebagai berikut :

1. Menentukan variasi kecepatan kendaraan yang diinginkan, serta menghitung luas area frontal kendaraan.
2. Menentukan koefisien drag berdasarkan literature.
3. Menghitung gaya hambat aerodinamis kendaraan dengan rumus 2.1.
4. Menentukan koefisien *rolling resistance* ban berdasarkan tekanan ban kendaraan.
5. Menghitung gaya hambat *rolling* kendaraan dengan variasi sudut tanjakan yang berbeda ($R_r = f_r \cdot W$ pada kondisi jalan datar, $R_r = f_r \cdot W \cos \theta$ pada kondisi tanjakan) ditunjukkan pada persamaan 2.4.
6. Menghitung gaya hambat tanjakan kendaraan dengan beberapa variasi sudut tanjak ditunjukkan pada persamaan rumus 2.5.

Langkah langkah penentuan mesin ditunjukkan pada gambar 3.2 sebagai berikut :

1. Menghitung hambatan udara dengan persamaan 2.1.
2. Mengitung hambatan gesek dengan persamaan 2.4.
3. Mengitung gaya dorong maksimum dengan persamaan 2.26.
4. Menghitung daya kendaraan yang dibutuhkan dengan persamaan 2.27.

5. Pemilihan mesin yang sesuai dengan daya yang dibutuhkan kendaraan.

Langkah- langkah perhitungan rasio dan tingkat gigi transmisi ditunjukkan gambar 3.3 sebagai berikut :

1. Menentukan sudut maksimum kendaraan yang akan dilalui dengan persamaan 2.17.
2. Menghitung rasio transmisi awal, desain harus dapat melewati sudut tanjakan maksimum dengan rumus 2.21.
3. Menghitung Torsi maksimum yang dibutuhkan untuk menggerakkan kendaraan dari keadaan diam, dengan tingkat transmisi 1 dengan persamaan 2.30.
4. Menentukan rasio gigi terakhir, desain harus dapat menahan gaya hambat angin (*drag force*) yang timbul. Perhitungan menggunakan rumus 2.22.
5. Menyesuaikan rasio gigi dari perhitungan yang telah dilakukan dengan gaya dorong.

Langkah langkah menghitung gaya dorong kendaraan sebagai berikut :

1. Mencari nilai grafik rpm vs torsi mesin, rasio transmisi (clutch, gearbox, differensial), jari-jari roda sebagai data acuan.
2. Lalu memplotting grafik rpm vs torsi yang telah didapatkan untuk menentukan besarnya torsi mesin

pada masing masing kecepatan sudut (rpm) mesin dengan variasi (Δ rpm 200).

3. Menghitung besarnya gaya dorong kendaraan untuk masing masing variasi kecepatan sudut kendaraan (rpm) dengan persamaan 2.14.
4. Menghitung besarnya kecepatan kendaraan untuk masing-masing kecepatan sudut mesin (rpm) dengan persamaan 2.17.
5. Melakukan plotting hasil perhitungan kecepatan kendaraan (V) Versus gaya dorong (F_t) pada grafik karakteristik transmisi kendaraan.
6. Mengulangi perhitungan gaya dorong (F_t) dan kecepatan kendaraan (V) pada tingkat transmisi 1, 2, 3, 4 kemudian memplotting pada grafik karakteristik transmisi kendaraan .

3.3 Perhitungan

3.3.1 Pehitungan untuk Menentukan *Power* yang Dibutuhkan Kendaraan

Perhitungan hambatan total ketika kendaraan posisi kecepatan 90km/h sebagai berikut,

$$F_{t \max} = f_r \cdot W + \frac{1}{2} \rho \cdot C_D \cdot A_f \cdot V_{\max}^2$$

$$F_{t \max} = 0.014 \cdot (1500 \times 9.81)N + \frac{\left(\frac{1}{2} \times 1.199\right)Kg}{m^3} \cdot 0.5 \cdot 2 m^2 \cdot 25^2 m^2 / s^2$$

$$F_{t \max} = 518 N$$

Perhitungan daya kendaraan yang dibutuhkan untuk menggerakkan kendaraan pada kecepatan 90 km/h dengan persamaan 2.27 sebagai berikut,

$$P_{max} = F_{t\ max} \cdot V_{max}$$

$$P_{max} = 518\ N \times 25\ \frac{m}{s}$$

$$P_{max} = 14527\ Watt = 14,5\ KW$$

Hasil dari perhitungan dapat diketahui bahwa *power* yang dibutuhkan untuk menggerakkan kendaraan pada kecepatan 90 km/h yaitu 14,5 KW, hal tersebut didapatkan dari perkalian antara hambatan total dikali dengan kecepatan kendaraan yang telah ditentukan yaitu 90 km/h.

3.3.2 Perhitungan Rasio Gigi Transmisi

Sebelum mencari rasio gigi transmisi maka hal pertama yang perlu dihitung yaitu menentukan percepatan kendaraan tersebut. Percepatan dapat dicari dengan persamaan untuk mencari *power*. Hambatan yang terjadi ketika kendaraan diam tersebut yaitu hambatan inersia kendaraan dan hambatan rolling. Untuk mencari percepatan maka dapat diambil dari persamaan berikut,

$$P_{max} = R_r \cdot V + \frac{W}{g} \cdot a \cdot V$$

$$a = \frac{P_{max} - R_r \cdot V}{W/g \cdot V}$$

$$a = \frac{19655 - (515 \times 3.478)}{\frac{14715}{9.81} \times 3.478}$$

$$a = 3.43 \frac{m}{s^2}$$

Dengan contoh kendaraan mempunyai massa 1500 kg, kecepatan maksimum kendaraan yang diinginkan pada gigi tingkat 1 adalah 2.8 m/s, hambatan *rolling* yang diambil yaitu dengan f_r (0.035) sehingga nilai hambatannya 515 N, untuk *power engine* maksimum yaitu 19655 watt, sedangkan percepatan gravitasi yaitu 9,81 m/s². Dengan memasukan nilai-nilai tersebut maka dapat dicari percepatan kendaraan. Hasil perhitungan percepatan yang dapat dihasilkan kendaraan ini yaitu 3.43 m/s².

Proses perhitungan nilai rasio gigi tingkat pertama menggunakan persamaan 2.21 dengan alur pengerjaan sebagai berikut:

$$i_1 = \frac{F_1 \cdot r}{M_e \cdot i_d \cdot \eta_t}$$

$$i_1 = \frac{\left(\frac{W}{g} \cdot a + R_r\right) \cdot r}{M_e \cdot i_d \cdot \eta_t}$$

$$i_1 = \frac{\left(\frac{14715}{9.81} \times 3.43 + 515\right) \times 0.339}{88.2 \times 4.8 \times 0.9}$$

$$i_1 = 5.66$$

Untuk perhitungan rasio gigi pertama semua variabel telah diketahui sehingga dengan menggunakan persamaan 2.21 sehingga nilai rasio gigi pertama diketahui sebesar 5.66.

Untuk menentukan rasio gigi terakhir dengan pertimbangan gaya yang masuk ketika kendaraan ingin mencapai *top speed* dengan persamaan 2.22 sebagai berikut,

$$i_4 = \frac{F_n \cdot r}{M_e \cdot i_d \cdot \eta_t}$$

$$i_4 = \frac{(R_a + R_r) \cdot r}{M_e \cdot i_d \cdot \eta_t}$$

$$i_4 = \frac{(374.68 + 515) \times 0.339}{88.2 \times 4.8 \times 0.9}$$

$$i_4 = 0.89$$

Penentuan rasio gigi tingkat keempat membutuhkan tinjauan khusus karena pada tingkat gigi ini kendaraan harus mencapai *top speed* yang diharapkan. Dalam hal ini gaya hambat yang terjadi ketika kendaraan bergerak dengan kecepatan tinggi yaitu gaya hambat aerodinamis dan gaya hambat *rolling*. Semakin tinggi kecepatan maka gaya hambat paling dominan yaitu gaya hambat aerodinamik, tetapi dalam kendaraan ini didesain sehingga kecepatan dibawah 100 km/jam, hal tersebut karena keterbatasan *engine* yang digunakan yang mempunyai kecepatan putaran *crankshaft* maksimum 2400 rpm tetapi torsi yang dihasilkan 88,2 N sehingga dilihat dari karakteristik mesin tersebut desain yang cocok untuk *engine* ini yaitu memaksimalkan torsi yang besar untuk membawa beban kendaraan, sehingga mobil kurang cocok jika didesain untuk kecepatan tinggi.

Jika rasio tingkat gigi pertama dan rasio gigi tingkat terakhir telah diperoleh, hal yang perlu dicari yaitu mencari konstanta perbandingan rasio gigi akhir dan pertama. Dengan menggunakan persamaan 2.24 maka nilai K_g dapat diperoleh,

nilainya yaitu 0.89. Alur penentuan rasio gigi kedua dan ketiga dapat dilihat seperti rumus tersebut,

$$K_g = \left(\frac{i_n}{i_1}\right)^{\frac{1}{n-1}}$$

$$K_g = \left(\frac{0.89}{5.66}\right)^{\frac{1}{4-1}}$$

$$= 0.539$$

Menentukan rasio gigi kedua dan rasio gigi ketiga sebagai berikut,

$$i_2 = 0.562 \times 6.295 = 3.057$$

$$i_3 = 0.562 \times 3.539 = 1.650$$

Dengan cara progresi geometris maka gigi tingkat kedua dapat ditemukan yaitu sebesar 3.057, nilai tersebut hasil perkalian antara konstanta K_g dengan rasio gigi pertama. Untuk rasio gigi tingkat ketiga dapat ditentukan dengan perkalian antara konstanta K_g dengan rasio gigi tingkat kedua sehingga hasilnya yaitu 1.650.

Mengitung torsi maksimum kendaraan yang dihasilkan setelah dipasang rasio trasnmisi dengan persamaan 2.30 sebagai berikut,

$$M_{e\ max} = \frac{(M.a_{max} + f_r . M . g) r}{i_t . i_g . \eta_t}$$

$$M_{e\ max} = \frac{(1500 \times 3.43 + 515) 0.339}{5.66 \times 4.8 \times 0.95}$$

$$M_{e\ max} = 83\ Nm$$

Maka dengan torsi maksimum kendaraan sebesar 83 N.m dipastikan torsi sudah dapat digunakan karena torsi dari mesin sebesar 88.2 N.m. Torsi yang terjadi pada roda kendaraan tidak melebihi torsi yang mesin sediakan.

3.3.3 Perhitungan Traksi Kendaraan

Pada perhitungan traksi ini maka hal yang perlu dihitung yaitu traksi kendaraan dan hambatan kendaraan. Menggunakan rumus 2,14 dapat dihitung pada setiap kondisi tingkat gigi kendaraan. Contoh perhitungan dapat diselesaikan yaitu,

$$F_t = \frac{i_t \cdot i_g \cdot M_e}{r} \eta_t$$

$$F_t = \frac{5.66 \times 4.8 \times 60}{0.339} 0.95$$

$$F_t = 4573 \text{ N}$$

untuk menghitung kecepatan kendaraan maka menggunakan persamaan 2.17 sebagai berikut,

$$V_k = \frac{3.6 \pi \cdot r \cdot N_e}{30 \cdot i_t \cdot i_g}$$

$$V_k = \frac{3.6 \times \frac{22}{7} \times 0.339 \cdot 600}{30 \times 4.8 \times 5.66}$$

$$V_k = 2.82 \text{ km/h}$$

Dan untuk menghitung traksi ideal kendaraan maka menggunakan persamaan 2.27 sebagai berikut,

$$P = F \cdot V_a$$

$$F = \frac{P}{V_a}$$

$$F = \frac{19655 \text{ watt}}{4 \text{ m/s}}$$

$$F = 4913 \text{ Newton}$$

Dari hasil perhitungan didapatkan traksi kendaraan yaitu 4573 N ketika torsi kendaraan mencapai 60 N.m. Kecepatan kendaraan ketika putaran mesin 600 rpm yaitu 2.82. Untuk traksi ideal didapatkan sebesar 4913 N ketika kendaraan mencapai kecepatan 4 m/s.

3.3.4 Perhitungan Performa Kendaraan

Mengitung gradability maksimum kendaraan dengan persamaan 2.19 yaitu,

$$\theta_v = \arcsin\left(\frac{F_t - R_r - R_a}{W}\right)$$

$$\theta_v = \tan\left(\arcsin\left(\frac{4573 - 515 - 0}{1500 \times 9.81}\right)\right)$$

$$q' = 0.286 \times 100\% = 28.6\%$$

Dari hasil perhitungan bahwa gradability maksimum merupakan sudut tanjak kendaraan yang dapat dihasilkan dari pengurangan traksi kendaraan yang dihasilkan F_t dikurangi dengan hambatan aerodinamika R_a dan hambatan rolling R_r dibagi dengan berat

maksimum kendaraan tersebut. Maka sudut tanjak dapat diketahui dari perhitungan sebesar 28.6%.

Menghitung percepatan maksimum maksimum kendaraan dengan persamaan 2.18 sebagai berikut,

$$a_v = \frac{F_t - R_r - R_a}{\lambda \cdot m}$$

$$a_v = \frac{4573 - 515 - 0}{1.4 \times 1500}$$

$$a_v = 2.7 \text{ m/s}^2$$

Percepatan yang dihasilkan dari persamaan gerak hukum Newton kedua yaitu $F = M \cdot a$, sehingga jika dimasukkan semua variabel hanya percepatan yang tidak ada nilai sehingga percepatan dapat diketahui. Percepatan kendaraan yang dihasilkan yaitu 2.7 m/s^2

3.3.5 Perhitungan Gaya Kontak 2WD

Untuk perhitungan gaya kontak 2WD dapat diselesaikan dengan persamaan 2.15 dan persamaan 2.16 berikut,

$$F_{f \text{ front}} = \mu \cdot W_f$$

$$W_f = \frac{W \cdot l_2 \cdot \cos \theta - R_a \cdot h_a - h \cdot a \frac{W}{g} \pm W \cdot h \cdot \sin \theta}{L}$$

$$W_f = \frac{1500 \times 1.297 - 93.7 \times 1 - 0.7 \times 3.43 \times 1500 - 14715 \times 0.7}{2.575}$$

$$W_f = 6171$$

Maka

$$F_{f \text{ front}} = \mu \cdot W_f$$

$$F_{f \text{ front}} = 0.85 \times 6171$$

$$F_{f \text{ front}} = 4551 \text{ N}$$

Jika terjadi tanjakan 15 % maka,

$$F_{f \text{ front}} = \mu \cdot (W_f \cdot \sin(\tan^{-1}(0.15)))$$

$$F_{f \text{ front}} = 0.85 \times 4679$$

$$F_{f \text{ front}} = 3978 \text{ N}$$

Untuk menghitung gaya kontak pada RWD

$$F_{f \text{ rear}} = \mu \cdot W_f$$

$$W_r = \frac{W \cdot l_2 \cdot \cos \theta + R_a \cdot h_a + h \cdot a \frac{W}{g} \pm W \cdot h \cdot \sin \theta}{L}$$

$$W_r = \frac{1500 \times 1.297 + 93.7 \times 1 + 0.7 \times 3.43 \times 1500 + 14715 \times 0.7}{2.575}$$

$$W_r = 9361$$

Maka,

$$F_{f \text{ rear}} = \mu \cdot W_f$$

$$F_{f\ rear} = 0.85 \times 9361$$

$$F_{f\ rear} = 7957\text{ N}$$

Jika terjadi tanjakan 15 % maka,

$$F_{f\ rear} = \mu \cdot (W_f \cdot \sin(\tan^{-1}(0.15)))$$

$$F_{f\ rear} = 0.85 \times 9873$$

$$F_{f\ rear} = 8392\text{ N}$$

Gaya kontak merupakan gaya gesek yang terjadi pada ban atau sering disebut *adhesion limit*. Rumus untuk roda penggerak depan dan belakang itu sama yaitu $F_f = \mu \cdot N$, dimana N merupakan gaya normal dari berat kendaraan itu sendiri dan μ merupakan koefisien gesek. Jika mobil pada keadaan menanjak maka terjadi perpindahan titik berat yang mempengaruhi gaya gesek yang terjadi.

3.3.6 Perhitungan Gaya Kontak 4WD

Untuk menghitung gaya kontak yang terjadi pada 4WD dapat diselesaikan dengan rumus gaya gesek yaitu,

$$F_f = \mu \cdot W_f$$

$$F_f = 0.85 \times (1500 \times 9.81) = 12507\text{ Newton}$$

Gaya kontak yang terjadi terjadi pada seluruh ban kendaraan sehingga perhitungannya yaitu perkalian antara koefisien gesek dengan berat total kendaraan ketika beban penuh. Ketika kendaraan pada jalan raya dengan koefisien gesek 0.85 dan beban total kendaraan 1500 kg maka gaya kontak yang terjadi adalah 12507 Newton.

3.3.7 Perhitungan Traksi Kendaraan 4WD

Untuk mengitung gaya dorong yang terjadi pada penggerak depan dengan porsi 45% sebagai berikut,

$$F_{tf} = \frac{i_t \cdot i_g \cdot (M_e \cdot \frac{45}{100})}{r} \eta_t$$

$$F_{tf} = \frac{5.66 \times 4.8 \times (88 \times \frac{45}{100})}{0.339} 0.95$$

$$F_{tf} = 3014.92 \text{ N}$$

Mengitung gaya dorong roda belakang dengan porsi 55% sebagai berikut,

$$F_{tr} = \frac{i_t \cdot i_g \cdot (M_e \cdot \frac{55}{100})}{r} \eta_t$$

$$F_{tr} = \frac{5.66 \times 4.8 \times (88 \times \frac{55}{100})}{0.339} 0.95$$

$$F_{tr} = 3684.91 \text{ N}$$

Dari hasil perhitungan bahwa terjadi perbedaan gaya kontak jika terjadi antara ban depan dengan ban belakang karena dipengaruhi oleh pembagian porsi torsi untuk setiap ban. Dalam contoh

perhitungan dapat dilihat bahwa dengan porsi torsi 45% dari mesin untuk ban depan dapat dihasilkan gaya traksi 3014 N, untuk ban belakang dengan porsi 55% didapatkan traksi 3684 N.

Untuk plotting maka diperlukan perhitungan traksi kendaraan 4WD dengan variasi kecepatan, maka untuk menghitung kecepatan kendaraan digunakan persamaan 2.17 sebagai berikut,

$$V_k = \frac{3.6 \pi \cdot r \cdot N_e}{30 \cdot i_t \cdot i_g}$$

$$V_k = \frac{3.6 \times \frac{22}{7} \times 0.339 \cdot 1500}{30 \times 4.8 \times 5.66}$$

$$V_k = 7.05 \text{ km/h}$$

Perhitungan tersebut digunakan untuk menghitung gaya dorong kendaraan dengan berbagai variasi porsi pembagian torsi untuk penggerak roda depan dan roda belakang. Jika kendaraan 50% ke roda depan lalu 50% ke roda belakang maka perhitunganya sebagai berikut

$$F_{t \text{ f,r}} = \frac{i_t \cdot i_g \cdot \frac{M_e}{2}}{r} \eta_t$$

$$F_{t \text{ f,r}} = \frac{5.66 \times 4.8 \times \frac{88}{2}}{0.339} 0.95$$

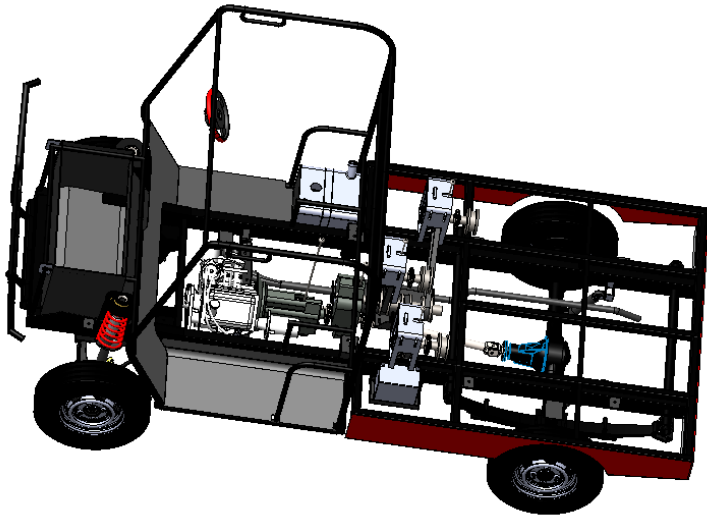
$$F_{t \text{ f,r}} = 3349 \text{ N}$$

Maka nilai yang didapatkan gaya dorong pada roda depan dan roda depan sama yaitu bernilai 3349 N.

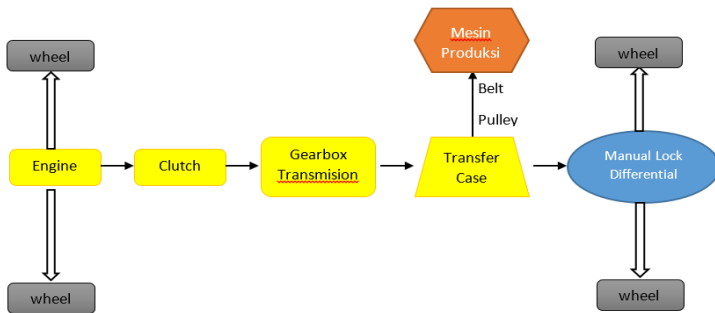
3.4 Konsep Rancangan

3.4.1 *Layout Sistem Power train*

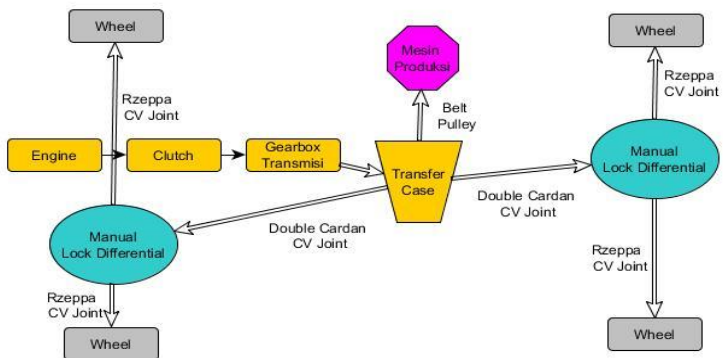
Layout sistem power train ini menggunakan ukuran dari kendaraan WAPRODES. Komponen – komponen pada *power train* seperti *gearbox*, *shaft joint*, *differential*, *transfer case* dan nanti akan disusun seperti gambar 3.4 ini, tetapi semua desain *drivetrain* akan berubah berdasarkan perhitungan yang baru .



**Gambar 3.5 Rancangan layout sistem *Drivetrain* Mobil
Multiguna Pedesaan WAPRODES**



(a)



(b)

Gambar 3.6 Rancangan mobil WAPRODES dengan modifikasi transfer case 2WD (a) 4WD (b)

3.4.2 Spesifikasi Kendaraan WAPRODES

Spesifikasi yang digunakan pada kendaraan WAPRODES yaitu sebagai berikut :

Tabel 3.1 Spesifikasi kendaraan WAPRODES

Wheel base	2200 mm
Length	3200 mm
Width	1477 mm
High	1765 mm
Ground clearance	200 mm
Load capacity	900 kg
Vehicle weight	600 kg
Body	Stell frame with steel plate and adjustable seat
System	Portable assembly with 3 mode
Mode	Load, Passanger, and Production
Passanger Capacity	6 person
Production Device	3 machine up to 20 HP
Chassis	Steel
Front Suspension	Mac Pherson strut
Rear Suspension	Leaf Spring
Front Tire	14 inch, GT Radian Komodo M/T Plus
Rear Tire	14 inch, GT Radian Komodo M/T Plus
Rear Brake	Drum Brakes
Front Brake	Single disk Brake, Double Piston
Steering	Rack and Pinion
Transmission	2 Stage with 2 speed and reverse gear
1st Ratio	5.6
2nd Ratio	1.6
Reverse Ratio	5
Transfer Case	Switch Driving or Production Mode
Output	3 Pulley with Independent Switch
Rotation Speed Range	500 – 2375 RPM at 1 st Gear
Maximum Gradability	25% gradient
Maximum Velocity	50 km/h
Maximum Acceleration	1.7 m/s ²
Engine	KUBOTA D905
Output	20 HP / 3000 rpm
Dry Weight	93 kg
Drag coefficient	0.6
Frontal area	2 m ²

BAB IV

PEMBAHASAN DAN HASIL

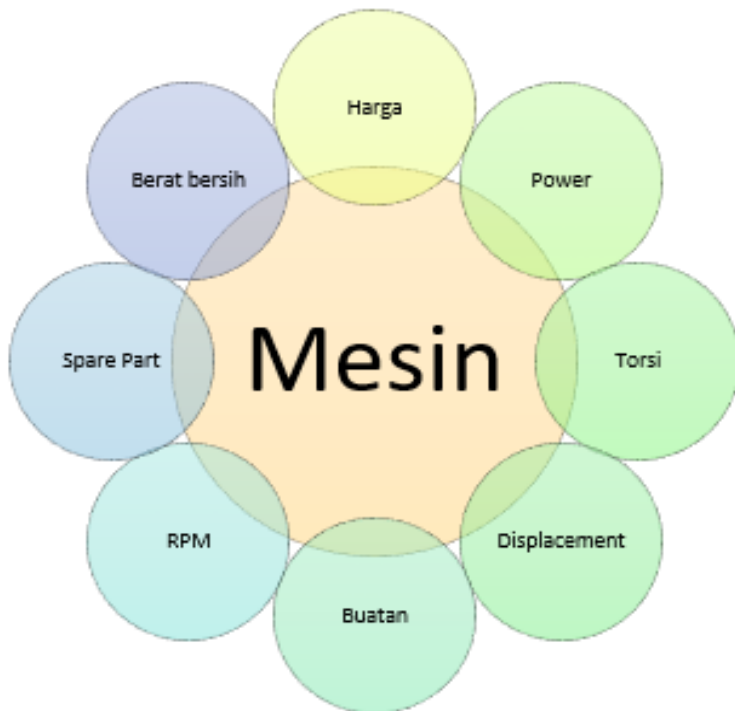
4.1 Penentuan *Engine*

4.1.1 *Power* Kendaraan

Untuk menentukan mesin yang cocok dengan kendaraan WAPRODES maka hal pertama yang harus dilakukan yaitu menentukan hambatan yang harus dilawan kendaraan dengan kecepatan kendaraan maksimum 90 km/h. untuk penyelesaian tersebut dapat dilihat pada penyelesaian persamaan mencari hambatan ketika kendaraan posisi berjalan dipermukaan datar.

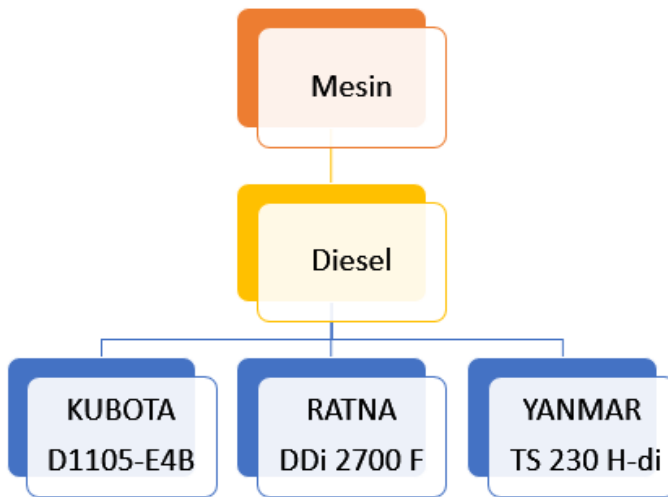
Dari hasil perhitungan didapatkan bahwa nilai hambatan maksimum kendaraan ketika berjalan datar yaitu 518 N. Jika hambatan maksimum dikalikan dengan kecepatan maksimum yang telah ditentukan yaitu 90 km/h maka nilai *power* yang dibutuhkan kendaraan yaitu 14,5 KW maka lebih baik pada saat pemilihan mesin, *power engine* harus diatas *power* minimum yang dibutuhkan.

Setelah diketahui nilai kebutuhan *power* maka yang harus dilakukan yaitu proses pembobotan pada kandidat mesin – mesin yang akan dipakai, mulai dari mesin bensin sampai mesin diesel. Adapun pembobotan dimulai dengan parameter seperti berikut.



Gambar 4.1 Parameter penilaian sebuah mesin

Untuk proses pembobotan akan menggunakan matrix, sehingga memudahkan untuk melakukan penilaian.



Gambar 4.2 Merk dan jenis mesin yang telah diseleksi

Tabel 4.1 Angka yang digunakan mewakili tingkat kepentingan

Nomor	Angka	Keterangan
1	3	Baik
2	2	Biasa
3	1	Buruk

Tabel 4.2 Pembobotan spesifikasi setiap mesin

No	Kategori	Spesifikasi			Nilai		
		A	B	C	A	B	C
1	Harga	42 Juta	29 Juta	28 Juta	1	3	3
2	Power	18.5 KW	20.13 KW	17,2 KW	2	3	2
3	Torsi	73 N.m	88 N.m	70 N.m	2	3	1
4	RPM	3000	2400	2200	3	2	2
5	Spare part	Ready .Ind	Ready .Ind	Ready .Ind	3	3	3
6	Berat bersih	93 Kg	198 kg	205 Kg	3	2	1
7	Made in	Jepang	Indonesia	Jepang	3	2	3
8	Displacement	1150 cc	1250 cc	1132 cc	2	3	2
Jumlah					19	21	17

Keterangan :

A = KUBOTA D1105-E4B

B = RATNA DDi 2700F

C = YANMAR TS 230 H - di

Dari hasil pembobotan pada tabel 4.2 didapatkan bahwa ketiga mesin tersebut diberikan nilai dengan parameter yang telah ditentukan. Angka yang menunjukkan nilai sebuah parameter telah ditentukan pada tabel 4.1. Setelah semua parameter diberikan nilai pada masing masing maka jumlah nilai yang didapatkan tertinggi yaitu RATNA DDi 2700F dengan nilai 21, kedua yaitu KUBOTA

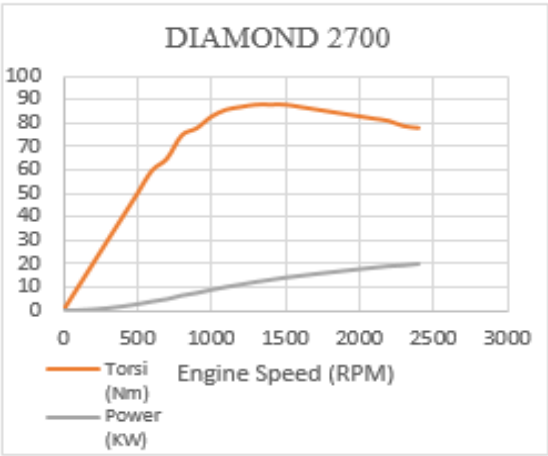
D1105-E4B dengan nilai 19, serta yang terakhir adalah YANMAR TS 230 H - di dengan nilai 17.

Dari hasil pembobotan dapat disimpulkan bahwa mesin yang cocok digunakan untuk kendaraan WAPRODES adalah mesin RATNA DDi 2700F. Sehingga langkah selanjutnya yaitu memanfaatkan torsi dan *power* untuk diolah menjadi penentuan rasio gigi kendaraan .

4.1.2 Spesifikasi Mesin



(a)



(b)

Model	Satuan	DDI 2700 H	DDI 2700 HM	DDI 2700 F
Type Motor / Engine Type				
Jumlah Silinder / Number of Cylinder				
Diameter x Langkah / Bore x Stroke				
Isi langkah korak / Piston Displacement				
Tenaga Maksimum / Maximum Output				
Tenaga rata-rata / Rating Output				
Torsi Maksimum / Maximum Torque				
Perbandingan Kompresi / Compression Ratio				
Arah Putaran / Rotation Direction				
Sistem Pembakaran / Combustion System				
Sistem Pengasutan / Starting System				
Sistem Peredam Getaran / Shock Absorber System				
Sistem Pendingin / Cooling System				
Kapasitas Air Pendingin / Water Coolant Capacity				
Sistem Pelumasan / Lubrication System				
Kapasitas Pelumas / Lubricant Capacity				
Minyak Pelumas / Lubricating Oil				
Saringan Udara / Air Filter				
Bahan Bakar / Fuel				
Kapasitas Tangki Bahan Bakar / Fuel Tank Capacity				
Dimensi (P x L x T) / Dimension (L x W x H)				
Berat Kosong / Net Weight				

(c)

Gambar 4.3 Mesin Diesel Diamond 2700 (a) hasil dynotest (b) spesifikasi (c)

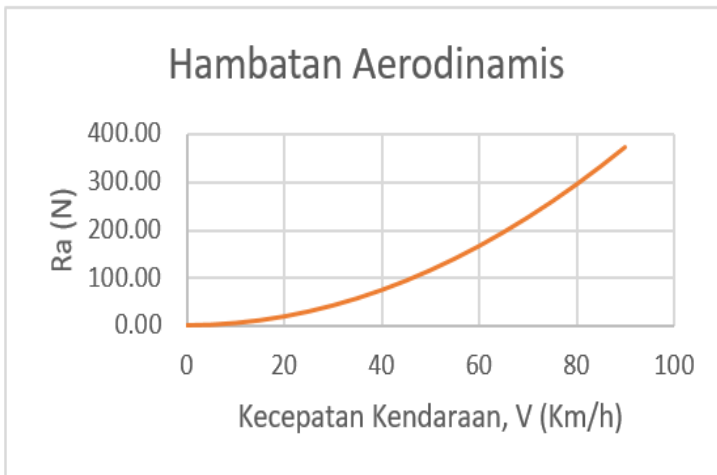
Pada gambar 4.3(a) mesin yang digunakan pada penelitian ini yaitu mesin diesel Diamond 2700 dengan spesifikasi pada gambar 4.3(c). Dengan pertimbangan mesin ini buatan dalam negeri dan mempunyai spesifikasi yang baik, serta akses untuk mendapatkan *spare part* mudah yang membuat pilihan jatuh pada mesin ini. Penentuan mesin dapat dihitung dengan persamaan 2.7, sehingga nilai F_r dikali dengan kecepatan kendaraan yang diinginkan yaitu 90km/jam yang menghasilkan *power* yang dibutuhkan minimal 14515 Watt. Maka dengan mesin ini sudah layak digunakan karena mempunyai *power* diatas *power* hambatan yang harus dilewati. Mesin ini mempunyai torsi maksimum yaitu 88.2 N.m pada putaran mesin 1400 rpm, untuk tenaga maksimum mesin ini dapat menghasilkan 20 KW pada putaran mesin maksimum yaitu 2400 rpm. Dilihat dari karakter mesin ini dapat disimpulkan bahwa mesin ini bagus digunakan untuk mengasilkan torsi yang besar dengan rpm kecil, tetapi untuk performa kecepatan tinggi mesin ini kurang cocok karena mempunyai putaran mesin yang rendah.

4.2 Perhitungan Kebutuhan Traksi Kendaraan

4.2.1 Perhitungan Gaya Hambat Aerodinamis

Hal yang perlu diperhatikan ketika akan dimulai perancangan sistem *power train* ini adalah menghitung dan menganalisis karakteristik traksi. Traksi kendaraan didesain agar semua hambatan pada kendaraan dapat dilalui dengan baik. Untuk itu langkah pertama yang dilakukan yaitu menghitung hambatan aerodinamis dengan persamaan 2.1, maka hasilnya dapat dilihat pada gambar 4.4.

Pada dasar teori tentang hambatan aerodinamis dapat dihitung dengan perumusan $R_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_d \cdot A_f \cdot V_a^2$, sehingga ρ mempunyai nilai $1,199 \text{ kg/m}^3$, sedangkan C_d mempunyai nilai $0,5$ dan untuk frontal area A_f dari penelitian sebelumnya nilainya yaitu sebesar 2 m^2 . Dalam perhitungan tersebut hasil hambatan aerodinamis sangat kecil karena hambatan aerodinamis akan menjadi besar seiring dengan kecepatan yang meningkat. Biasanya hambatan aerodinamis pada mobil akan terasa besar jika kecepatan telah melewati kecepatan 100 km/h . Jika kecepatan tertinggi kendaraan dibawah kecepatan 100 km/h maka dipastikan hambatannya akan tetap kecil.



Gambar 4.4 Hambatan aerodinamis pada kendaraan dari 0-90 km/h

Tabel 4.3 Perhitungan hambatan aerodinamis dari kecepatan kendaraan 0-90 km/h

<i>Speed (km/h)</i>	<i>Speed (m/s)</i>	ρ (kg/m ³)	<i>C_d</i>	<i>A_f (m²)</i>	<i>R_a (N)</i>
0	0.00	1.199	0.5	2	0.00
5	1.39				1.16
10	2.78				4.63
15	4.17				10.41
20	5.56				18.50
25	6.94				28.91
30	8.33				41.63
35	9.72				56.67
40	11.11				74.01
45	12.50				93.67
50	13.89				115.64
55	15.28				139.93
60	16.67				166.53
65	18.06				195.44
70	19.44				226.66
75	20.83				260.20
80	22.22				296.05
85	23.61				334.21
90	25.00				374.69

Pada gambar 4.4 dilihat bahwa variasi kecepatan dapat mempengaruhi hambatan yang terjadi, dapat dilihat ketika kendaraan melaju dengan kecepatan 90 km/h hambatannya bernilai 374,69 N. Ketika kecepatan kendaraan semakin tinggi maka akan berbanding lurus dengan hambatan aerodinamis yang terjadi.

4.2.2 Pehitungan Gaya Hambat *Rolling*

Hambatan lain yang terjadi pada kendaraan yaitu salah satunya hambatan *rolling* yang terjadi pada ban kendaraan. Untuk menghitung besaran nilai hambatan ini diperlukan persamaan 2.4, tetapi untuk menyelesaikan persoalan tersebut harus ditentukan dahulu nilai f_r yang terjadi, dengan persamaan 2.3. Nilai f_r yang

digunakan yaitu untuk permukaan jalan beton halus, jalan paving, permukaan jalan yang halus, dan juga jalan yang digunakan aspal. Untuk jalan yang belum dibentuk antara lain pasir, jalan tanah, jalan kerikil. Ketika penentuan kendaraan akan digunakan dimana, maka f_r tinggal ditentukan. Setelah semua variabel diketahui maka yang perlu dilakukan menentukan besaran hambatan dengan variasi f_r berdasarkan kondisi jalan.

Pada tabel 4.4 nilai R_r paling besar terjadi pada jalan pasir dengan nilai 3679 N dengan gradien 0%, sedangkan nilai R_r paling kecil yaitu terjadi pada permukaan beton halus dengan nilai 206 N dengan gradien 0%. Dapat dilihat variasi f_r yang terjadi pada setiap permukaan jalan yang mempengaruhi nilai hambatan. Semakin permukaan jalan jelek maka nilai f_r akan semakin besar, sebaliknya jika jalan sangat mulus maka nilai f_r akan semakin kecil.

Tabel 4.4 Nilai hambatan tanjak berdasarkan variasi sudut jalan

Massa (kg)	g (m/s ²)	$\sin \theta$					R_g (N)				
		0%	15%	30%	45%	60%	0%	15%	30%	45%	60%
1500	9.81	0.00	0.15	0.29	0.41	0.51	0.00	2182.83	4228.32	6038.52	7570.81

Tabel 4.5 Perhitungan hambatan *rolling* dengan variasi *fr* pada permukaan jalan

Road Surface		fr	massa (kg)	g (m/s)	cos θ					Rr (N)				
					0%	15%	30%	45%	60%	0%	15%	30%	45%	60%
Firm Road Surface	Good concrete road	0.014	1500	9.81	1.00	0.99	0.96	0.91	0.86	206	204	197	188	177
	Good Stone Paving	0.02								294	291	282	268	252
	Bad, worn road surface	0.035								515	509	493	470	442
	Asphalt	0.06								883	873	846	805	757
Unmade road surface	bad earth track	0.16								2354	2328	2255	2147	2019
	Clamp wheels on acre soil	0.2								2943	2910	2819	2684	2524
	Loos sand	0.25								3679	3638	3524	3355	3155

4.2.3 Perhitungan Gaya Hambat Tanjak

Gaya tanjak terjadi karena adanya kemiringan pada kendaraan diakibatkan sudut tanjak pada jalan tersebut. Hambatan tanjak ini merupakan hambatan yang sangat besar yang perlu dilawan oleh kendaraan, untuk itu perlu dihitung hambatan tersebut dengan persamaan 2.5. Maka rumus tersebut dapat dipermudah dimasukkan pada tabel 4.5, sehingga mempermudah perhitungan.

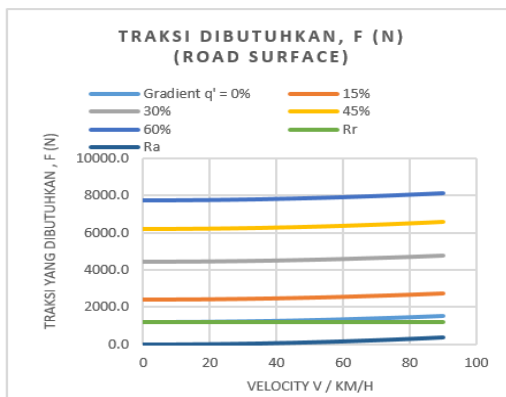
Pada tabel 4.5 dengan massa kendaraan 1500 kg (maximum load) pada gradability 0% mempunyai nilai hambatan 0 N, sedangkan ketika gradability tertinggi 60% nilai hambatan

yaitu 7570 N. Dapat dianalisis bahwa semakin tinggi gradability maka semakin tinggi pula hambatan tanjak karena pada kendaraan harus melawan berat kendaraan tersebut dikali dengan percepatan gravitasi.

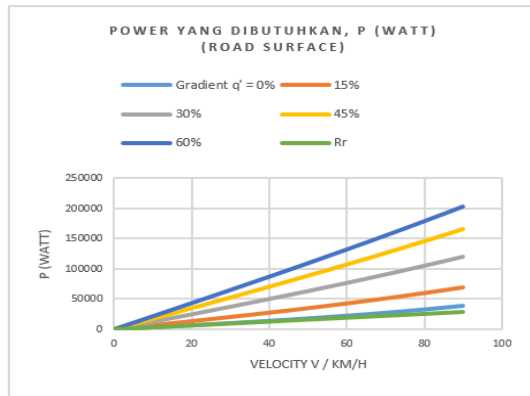
4.2.4 Perhitungan Total Gaya Hambat

Pada permukaan jalan raya mulai dari hambatan aerodinamis, hambatan gradien, serta hambatan *rolling* diplot berbanding dengan kecepatan.

Pada gambar 4.5 dapat dilihat total traksi yang dibutuhkan agar kendaraan dapat melewatinya dengan baik. Dalam hal ini hambatan yang paling dominan dan mempunyai nilai yang besar yaitu hambatan *gradien* 7571 N, lalu hambatan hambatan *rolling* dengan nilai konstan yaitu 1177 N, dan terakhir hambatan terkecil yaitu aerodinamika dengan nilai 375 N.

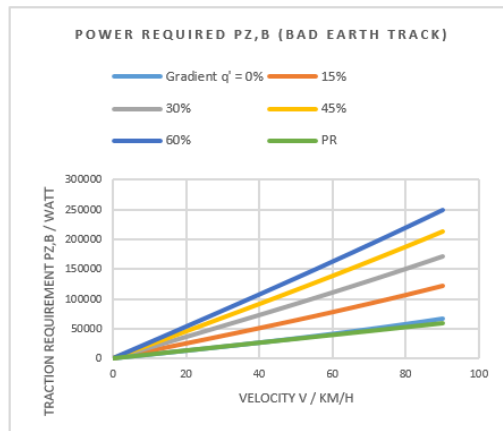


(a)

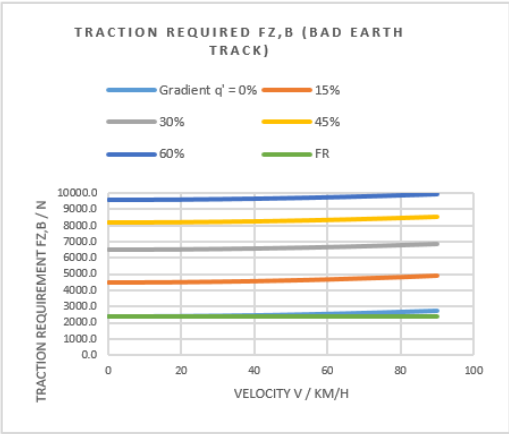


(b)

Gambar 4.5 Perhitungan hambatan total (a) *power* yang dibutuhkan pada jalan raya (b)

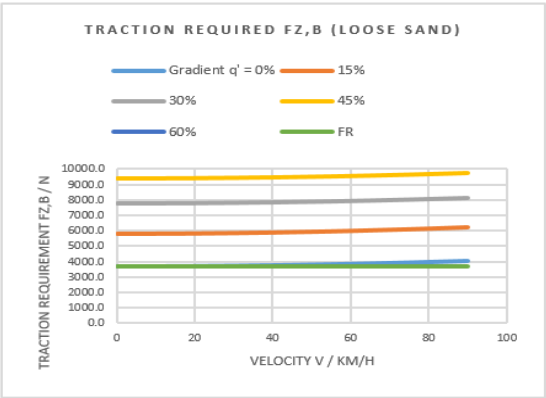


(a)

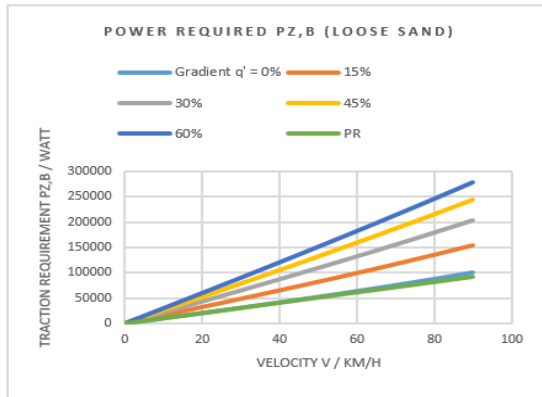


(b)

Gambar 4.6 Perhitungan hambatan total (a) *power* yang dibutuhkan pada jalan kerikil (b)



(a)



(b)

Gambar 4.7 Perhitungan hambatan total (a) *power* yang dibutuhkan pada jalan pasir (b)

Pada gambar 4.6 dan gambar 4.7 dapat dilihat perbedaan yang terjadi, pada saat kondisi jalan menanjak dengan sudut 60% dan berpasir maka nilai traksi yang dibutuhkan sangat besar yaitu paling maksimum 11100 N dan *power* yang harus dibutuhkan yaitu 277500 watt, sedangkan pada kondisi jalan jelek dan memiliki sudut tanjak 60% maka nilai traksi yang dibutuhkan yaitu 9964 N dan *power* yang dibutuhkan yaitu 249110 watt. Perbedaan yang terjadi akibat pengaruh dari variasi sudut tanjak, variasi permukaan jalan, dan kecepatan kendaraan.

4.3 Penentuan Rasio Gigi

Perhitungan rasio gigi telah dilakukan sehingga untuk lebih mudah maka disajikan dalam bentuk tabel seperti berikut,

Tabel 4.6 Perhitungan rasio gigi transmisi

Rasio Gardan	Gigi 1	Gigi 2	Gigi 3	Gigi 4	Kg
4.8	5.66	3.05	1.56	0.89	0.53

Dari hasil perhitungan didapatkan bahwa transmisi gigi 1 sampai 4 mempunyai nilai berturut – turut yaitu 5.66, 3.05, 1.56, 0.89. Untuk konstanta perbandingan didapatkan 0.53 dan untuk rasio gardan berdasarkan penelitian sebelumnya didapatkan 4.8.

Gigi 1 merupakan rasio tertinggi karena dengan rasio yang tinggi kendaraan diharapkan dapat melewati hambatan *rolling* dan hambatan inersia kendaraan. Untuk rasio terkecil yaitu gigi 4 diharapkan dapat memberikan performa untuk kecepatan tinggi.

4.4 Pembahasan Grafik Traksi Kendaraan

Setelah diketahui bahwa nilai traksi kendaraan pada saat gigi tingkat pertama dengan putaran mesin 600 rpm dengan nilai 4573 N dan kecepatan yang dapat dihasilkan yaitu 2.82 km/h. Untuk mempermudah perhitungan dengan penyesuaian variasi maka dimasukkan kedalam tabel sebagai berikut

Tabel 4.7 Nilai traksi dan kecepatan pada variasi putaran mesin

N_e (rpm)	M_e (nM) (Nm)	r_{dyn} (m)	η_{tot}	F_t (N) tanpa transmisi	F_t (N)				v_k (km/h)					Power
					Gigi1	Gigi2	Gigi3	Gigi4	tanpa gigi	Gigi1	Gigi2	Gigi3	Gigi4	
600	60	0.339	95%	807	4573	2468	1332	719	15	3	5	9	17	3770
675	62.8			845	4786	2583	1394	752	17	3	6	10	19	4432
750	65.6			882	5000	2698	1456	786	19	3	6	12	21	5094
825	68.4			920	5213	2813	1518	819	21	4	7	13	23	5756
900	71.2			958	5426	2928	1580	853	23	4	7	14	26	6418
975	74			995	5640	3044	1643	886	25	4	8	15	28	7079
1050	76.8			1033	5853	3159	1705	920	27	5	9	16	30	7741
1125	79.6			1071	6067	3274	1767	954	28	5	9	17	32	8403
1200	82.4			1108	6280	3389	1829	987	30	5	10	18	34	9065
1275	85.2			1146	6493	3504	1891	1021	32	6	11	20	36	9727
1350	88			1184	6707	3619	1953	1054	34	6	11	21	38	10389
1425	88.2			1186	6722	3628	1958	1057	36	6	12	22	40	11051
1500	88.2			1186	6722	3628	1958	1057	38	7	12	23	43	11713
1575	88.2			1186	6722	3628	1958	1057	40	7	13	24	45	12374
1650	87.2			1173	6646	3587	1936	1045	42	7	14	25	47	13036
1725	86.2			1160	6570	3545	1913	1033	44	8	14	26	49	13698
1800	85.2			1146	6493	3504	1891	1021	46	8	15	28	51	14360
1875	84.2			1133	6417	3463	1869	1009	47	8	16	29	53	15022
1950	83.2			1119	6341	3422	1847	997	49	9	16	30	55	15684
2025	82.2			1106	6265	3381	1825	985	51	9	17	31	58	16346
2100	81.2			1092	6188	3340	1802	973	53	9	17	32	60	17008
2175	80.2			1079	6112	3299	1780	961	55	10	18	33	62	17669
2250	79.2			1065	6036	3257	1758	949	57	10	19	35	64	18331
2325	78.2			1052	5960	3216	1736	937	59	10	19	36	66	18993
2400	77.2			1038	5884	3175	1714	925	61	11	20	37	68	19655



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.8 Traksi Vs Kecepatan pada kendaraan WAPRODES

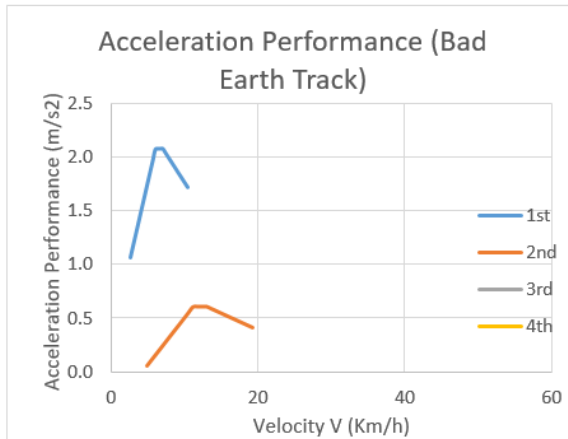
Pada gambar 4.8 (a) dijelaskan bahwa traksi yang terjadi pada kendaraan tanpa transmisi hanya menggunakan satu percepatan. Membandingkan traksi ideal dengan traksi tanpa tingkatan transmisi sangat jauh berbeda karena traksi tanpa transmisi ini pada kecepatan 18 km/h hanya mampu menghasilkan sekitar 900 N dan traksi maksimum dihasilkan sekitar 1400 N pada kecepatan 38 km/h dengan kecepatan maksimum yang dapat dicapai yaitu 63 km/h, sedangkan traksi ideal dengan kecepatan 18 km/h dapat menghasilkan traksi sekitar 5500 N. Dari perbandingan tersebut dapat disimpulkan bahwa tanpa transmisi itu kurang cocok karena traksi yang dihasilkan sangat rendah. Pada gambar 4.8 (b) kendaraan dengan 4 tingkat transmisi sudah mendekati garis traksi ideal tetapi tetap tidak dapat menyerupai traksi ideal karena ada banyak faktor. Pada Tingkat gigi 1 traksi maksimum yang dapat dicapai yaitu sekitar 6800 N pada kecepatan sekitar 10 km/h, untuk tingkat gigi 2 traksi maksimum yang dapat dicapai yaitu sekitar 3700 N pada kecepatan sekitar 15 km/h, untuk tingkat gigi 3 traksi maksimum yang dapat dicapai yaitu sekitar 2000 N pada kecepatan sekitar 20 km/h, untuk tingkat gigi 4 traksi maksimum yang dapat dicapai yaitu sekitar 1300 N pada kecepatan sekitar 50 km/h. Pada gambar 4.8 (c) hasil desain traksi dengan menggunakan gigi 1 dapat mengatasi maksimum tanjakan 45% dan 30%, untuk gigi 2 dapat mengatasi gradien 15%, dan dengan gigi 3 dan gigi 4 dapat mengatasi hambatan gradien 0%, hambatan aerodinamis, dan hambatan rolling.

4.5 Pembahasan Grafik *Performance* Kendaraan

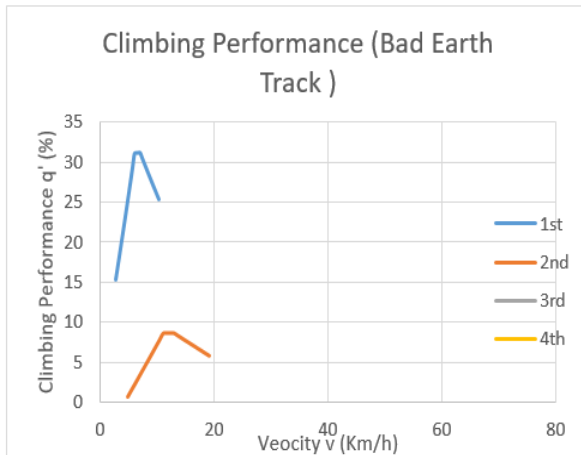
Hasil dari perhitungan performa kendaraan disajikan pada tabel sebagai berikut,

Tabel 4.8 Hasil perhitungan gradability dan percepatan kendaraan

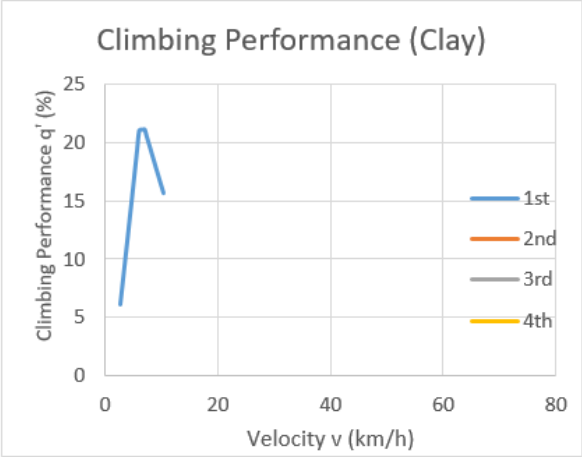
<i>Road Surface</i>							
<i>q'max (%)</i>				<i>a_{max} (m/s²)</i>			
<i>1st</i>	<i>2nd</i>	<i>3rd</i>	<i>4th</i>	<i>1st</i>	<i>2nd</i>	<i>3rd</i>	<i>4th</i>
28	13	6	1	2.7	0.9	0.4	0.1
30	14	6	1	2.0	1.0	0.4	0.1
32	15	6	2	2.1	1.0	0.4	0.1
34	16	7	2	2.2	1.1	0.5	0.1
35	17	7	2	2.3	1.1	0.5	0.2
37	17	8	2	2.4	1.2	0.5	0.2
39	18	8	2	2.5	1.3	0.6	0.2
41	19	8	3	2.6	1.3	0.6	0.2
43	20	9	3	2.7	1.4	0.6	0.3
44	21	9	3	2.8	1.4	0.6	0.3
46	22	10	3	2.9	1.5	0.7	0.3
47	22	10	3	3.0	1.5	0.8	0.3
47	22	10	3	3.0	1.5	0.8	0.3
47	22	10	3	3.0	1.5	0.8	0.3
46	21	9	3	2.9	1.5	0.8	0.3
45	21	9	3	2.9	1.4	0.8	0.2
44	21	9	3	2.8	1.4	0.7	0.2
44	20	9	2	2.8	1.4	0.7	0.2
43	20	9	2	2.8	1.4	0.7	0.2
42	20	9	2	2.7	1.4	0.7	0.2
42	19	8	2	2.7	1.3	0.7	0.2
41	19	8	2	2.7	1.3	0.7	0.2
40	19	8	2	2.6	1.3	0.7	0.1
40	19	8	1	2.6	1.3	0.6	0.1



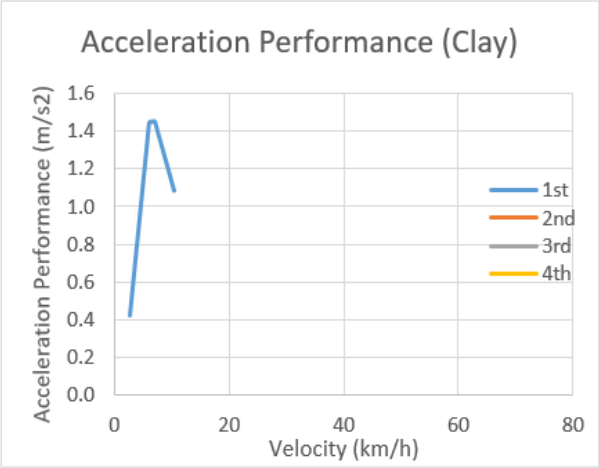
(a)



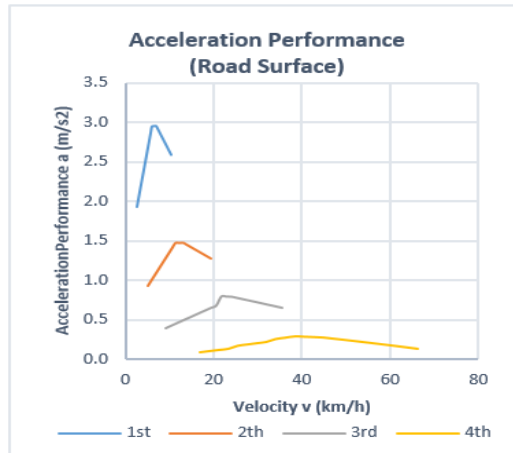
(b)



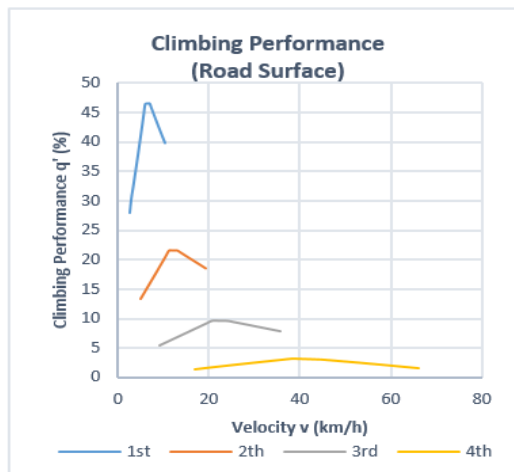
(c)



(d)



(e)



(f)

Gambar 4.9 Acceleration performance dan climbing performance (a-f)

Pada kondisi permukaan jalan raya akselerasi maksimum yang dapat dihasilkan kendaraan pada gambar 4.9(a) yaitu sebesar 3.3 m/s^2 , sedangkan untuk sudut tanjak maksimum kendaraan dari gambar 4.9(b) yaitu 54%, jika kendaraan dipaksa melewati gradability 60% maka kendaraan tidak akan bisa melaju melainkan akan bergerak mundur karena traksi kendaraan tidak cukup melewatinya. Pada kondisi permukaan jalan yang berkerikil performa kendaraan dapat dilihat pada gambar 4.9(c-d), untuk tanjak maksimum yang dapat dicapai kendaraan adalah 37%, sedangkan percepatan maksimum yang dapat dicapai kendaraan adalah 2.4 m/s^2 , jika kendaraan menggunakan tingkat transmisi gigi ketiga dan keempat maka yang terjadi adalah kendaraan tidak dapat bergerak bahkan mesin cenderung akan mati karena tidak dapat menghasilkan traksi agar tidak melewati *adhesion limit* tersebut. Pada gambar 4.9 (e-f) dapat dilihat performa kendaraan dengan permukaan jalan pasir, percepatan maksimum yang dapat dicapai kendaraan yaitu 1.8 m/s^2 , untuk tanjak maksimum kendaraan yang dapat dilalui adalah 27%, dapat dilihat jika pada kondisi ini tingkatan percepatan yang dapat digunakan hanya tingkat satu dan dua saja sedangkan pada tingkat gigi 3 dan 4 kendaraan tidak mempunyai traksi lebih (*exceeds*). Setiap permukaan jalan dapat mempengaruhi performa kendaraan dari mulai sudut tanjak kendaraan sampai akselerasi akan mengalami perubahan. Jika kendaraan digunakan pada perkotaan maka cukup menggunakan performa indikator pada permukaan jalan raya saja, tetapi jika kendaraan seperti WAPRODES ini sangat penting karena indikator ini mencerminkan performa kendaraan yang akan melewati banyak *adhesion limit* termasuk permukaan jalan dari mulai jalan raya hingga jalan yang berpasir.

4.6 Pembahasan Grafik Traksi dan *Adhesion Limit* Kendaraan

4.6.1 Mode Operasi 2 *Wheel Drive* (2WD)

Mode operasi 2WD merupakan mode kendaraan dengan penggerak hanya dua ban saja yang berjalan, pilihan mode pun hanya ada dua yaitu penggerak roda depan dan penggerak roda belakang.

Gaya kontak yang terjadi jika pada kendaraan penggerak depan jika terjadi tanjakan maka beban kendaraan tersebut akan mengalami pengurangan beban karena yang menumpu yang lebih besar merupakan roda belakang, sebaliknya jika kendaraan mengalami jalan menurun maka posisi beban yang terbesar ada pada ban depan. Hal yang menyebabkan terjadinya gaya kontak karena ada faktor *slip* pada roda, maka desain yang harus dipertimbangkan yaitu menggunakan *adhesion limit* sebagai pembatas traksi agar tidak terjadi *slip*. Jika traksi kendaraan tidak melebihi *adhesion limit* maka kendaraan akan lancar.

Tabel 4.9 Data dan hasil perhitungan gaya kontak saat kecepatan 0-50km/jam

l_1 (m)	l_2 (m)	h (m)	<i>Wheel Base</i> (m)	h_a (m)	W_f (N)					W_r (N)				
					0%	15%	30%	45%	60%	0%	15%	30%	45%	60%
1.2875	1.2875	0.7	2.575	1	5354	4679	3895	3065	2248	9361	9873	10200	10354	10370

Tabel 4.10 Data dan hasil perhitungan gaya kontak pada berbagai kontur jalan

(road surface)

Mode	Ff (dry) (N)					Ff (wet) (N)				
	0%	15%	30%	45%	60%	0%	15%	30%	45%	60%
2WD (Rear)	7957	8392	8670	8801	8815	6084	6417	6630	6730	6741
2WD (Front)	4551	3978	3310	2605	1911	3480	3042	2531	1992	1461
4WD	12508	12369	11980	11406	10725	9565	9459	9161	8722	8202

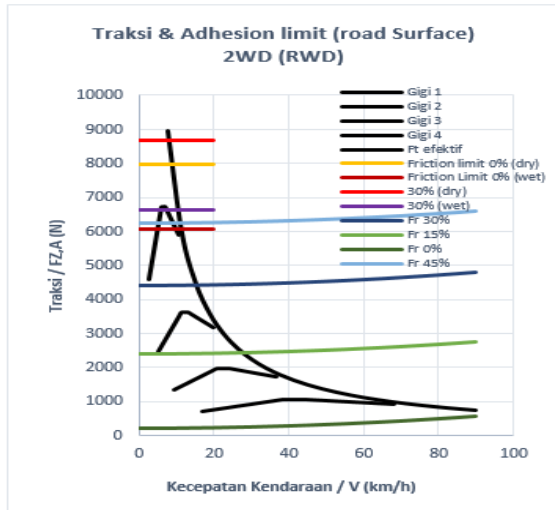
(gravel)

Mode	Ff (dry) (N)					Ff (wet) (N)				
	0%	15%	30%	45%	60%	0%	15%	30%	45%	60%
2WD (Rear)	6365	6713	6936	7041	7052	5148	5430	5610	5695	5704
2WD (Front)	3641	3182	2648	2084	1528	2945	2574	2142	1686	1236
4WD	10006	9895	9584	9125	8580	8093	8004	7752	7380	6940

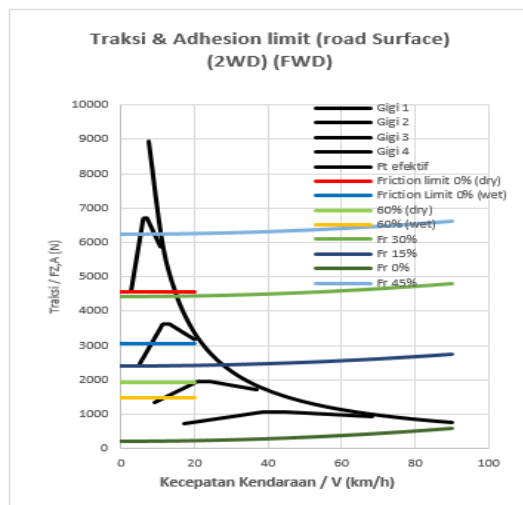
(clay)

Mode	Ff (dry) (N)					Ff (wet) (N)				
	0%	15%	30%	45%	60%	0%	15%	30%	45%	60%
2WD (Rear)	3744	3949	4080	4142	4148	2808	2962	3060	3106	3111
2WD (Front)	2142	1872	1558	1226	899.1	842.5	888.5	918	931.9	933.3
4WD	5886	5821	5638	5368	5047	4415	4366	4228	4026	3785

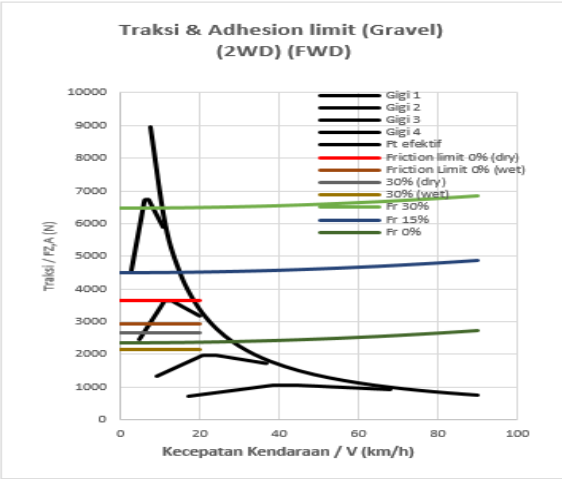
Mobil Multiguna Pedesaan dirancang untuk dapat beroperasi pada medan jalan pedesaan yang sulit seperti medan lumpur, tanah basah dan jalan yang memiliki *gradien* kemiringan jalan yang ekstrim. Dengan tujuan untuk membuat mobil dapat melaju lebih handal maka ditambahkan fitur mode operasi *two wheel drive* untuk meningkatkan performa kendaraan. Untuk menganalisis hal ini diperlukan perhitungan untuk menghitung gaya normal mobil pada roda depan dan roda belakang dan beda *friction limit* mode operasi 2WD.



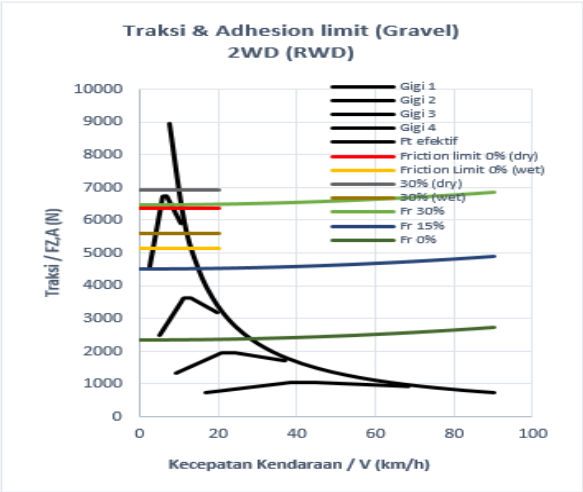
(a)



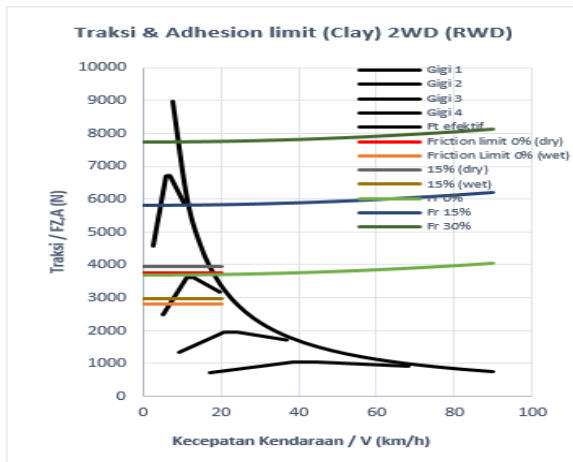
(b)



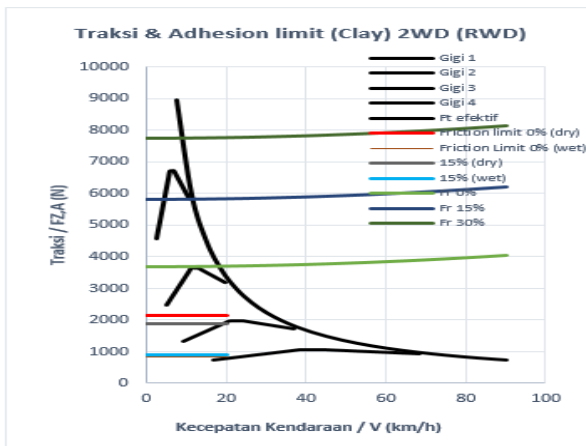
(b)



(c)



(d)



(e)

Gambar 4.10 Traksi dan *adhesion limit* dengan mode 2WD pada permukaan road(a-b), gravel(c-d), dan clay (e-f)

Dengan menggunakan persamaan 2.15 dan 2.16 dapat diperoleh besar nilai dari gaya kontak roda depan dan roda belakang. Besar perhitungan nilai gaya kontak roda depan dan belakang pada berbagai *gradien* kemiringan jalan tampak pada tabel 4.6. Lalu untuk menghitung besar traksi maksimum antara ban dan permukaan jalan yang dibatasi oleh batas kelekatan/*adhesion limit*. Tabel 4.8 menunjukkan besar *adhesion limit* mobil saat mode operasi 2WD pada kondisi kontur jalan aspal, tanah, dan lumpur.

Bagaimana detail pengaruh mode 2WD antar penggerak roda depan atau penggerak roda belakang dalam meningkatkan performa mobil dapat dilihat pada gambar 4.10(a-f). Tampak pada gambar 4.10(a-b) saat mode 2WD penggerak ban belakang (RWD) dan penggerak roda depan (FWD), dengan FWD kontur permukaan jalan aspal dengan menggunakan gigi 1 maka kendaraan dapat mengatasi permukaan jalan kering dengan gesekan dan gradien sebesar 0% dan 45% tetapi tidak cukup untuk melawan permukaan jalan basah meski dengan gradien 45% karena dengan *adhesion limit* seperti itu cenderung ban depan akan terjadi *slip*. Untuk mengatasi *slip* tersebut maka digunakan gigi 2 karena *adhesion limit* gesek tersebut ada diatas gigi 2 sehingga kendaraan tidak akan mengalami *slip*, tetapi gigi 2 hanya mampu melewati gradien 15% saja. Untuk FWD *adhesion limit* dapat dilawan hanya dengan gigi 3, hal tersebut sangat buruk karena ada dua tingkat gigi yang tidak terpakai karena ada *adhesion limit*. Pada gambar 4.10 (c-d) pada permukaan jalan berkerikil dengan mode RWD dan FWD bahwa ketika mode RWD kendaraan hanya dapat menggunakan gigi 2 untuk mengatasi semua *adhesion limit* dari mulai jalanan yang kering hingga jalanan basah dengan gradien 45%. Untuk mode FWD penggunaan gigi 1 tidak dapat dipakai

karena dengan *adhesion limit* terkecil saja sudah terjadi *slip*, gigi 2 juga mengalami hal yang sama karena semua *adhesion limit* dibawah gigi 2 sehingga terjadi *slip*, untuk itu dengan gigi 3 traksi yang dihasilkan masih dibawah batasan *adhesion limit* gradien 0% ketika kering dan 0% ketika jalanan basah, dengan gigi 4 kendaraan dapat melewati semua *adhesion limit* tetapi hanya dapat melewati gradien 0%. Pada gambar 4.10 (e-f) pada permukaan jalan lumpur dengan mode RWD gigi 1 traksi terlalu besar sehingga melewati batas yang mengakibatkan *slip* hanya dengan keadaan jalan kering dengan kemiringan jalan 0%. Gigi 2 hanya mampu melawan *adhesion limit* jalan lumpur kering dengan kemiringan jalan 0% kering dan basah. Untuk gigi 3 traksi yang dihasilkan tidak terlalu besar sehingga dengan permukaan jalan lumpur dengan gradien 0% ketika basah dapat teratasi dengan baik.

Pada tabel 4.10 dilakukan perbandingan untuk setiap tingkat transmisi yang digunakan untuk tidak melewati *adhesion limit* dengan mode RWD dan FWD. Pada RWD penggunaan gigi sangat baik karena cukup dengan gigi 1 dan gigi 2 sudah tidak melewati mayoritas *adhesion limit* gesek setiap keadaan gradien yang bervariasi dari 0% - 45% serta keadaan jalan mulai dari basah hingga kering, tetapi penggunaan gigi 1 tidak dapat digunakan hanya pada saat jalanan lumpur yang basah dengan gradien 0% - 45%. Pada mode FWD kendaraan tidak dapat digunakan gigi 1 karena traksi terlalu besar yang mengakibatkan *slip*. Maka pada mode ini biasanya hanya menggunakan gigi 2 dan gigi 3 saja, tetapi pada saat kendaraan masuk melalui jalan berlumpur dengan gradien 0% -45% kendaraan tidak dapat melaju karena gigi 4 traksi yang dihasilkan diatas *adhesion limit* gesek. Dari tabel 4.10 dapat ditarik kesimpulan dengan gigi 1 dapat melewati *adhesion limit* dan semakin sedikit penggunaan tingkat transmisi untuk tidak

melewati *adhesion limit* maka sangat bagus terlihat dengan RWD semua *adhesion limit* dapat dilawan dengan tingkat gigi 1, gigi 2 dan gigi 3, sedangkan dengan FWD *adhesion limit* hanya dapat dilawan dengan gigi 2, gigi 3, dan gigi 4 bahkan ada *adhesion limit* yang tidak dapat dilawan dengan mode FWD.

Penggunaan sistem penggerak 2WD yang terbaik yaitu dengan sistem penggerak ban belakang (RWD). Pembuktian RWD yang terbaik dapat dilihat pada proses perhitungan gaya maksimum yang dihasilkan yaitu 7957 N lebih besar daripada gaya maksimum yang dihasilkan penggerak depan (FWD) 4551 N. Hasil dari grafik 4.10 dan tabel 4.10 juga mempengaruhi penilaian dengan setiap tingkat transmisi yang menghasilkan traksi yang diharapkan dibawah nilai *adhesion limit* gesek yang terjadi.

Berikut tabel perbandingan 4.10 *2wheel drive* (2WD) antara penggerak roda belakang (RWD) dan penggerak roda depan (FWD) yaitu,

Tabel 4.11 Penggunaan tingkat transmisi untuk melawan hambatan tanjak dan tidak melebihi *adhesion limit* pada mode 2WD RWD

JALAN	Tingkat Transmisi dengan RWD							
	Dry				Wet			
	0%	15%	30%	45%	0%	15%	30%	60%
Jalan raya	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Slip	Slip
Jalan krikil	Gigi 2	Slip	Slip	Slip	Gigi 2	Slip	Slip	Slip
Jalan Lumpur	Slip	Slip	Slip	Slip	Gigi 3	Slip	Slip	Slip

Tabel 4.12 Penggunaan tingkat transmisi untuk melawan hambatan tanjak dan tidak melebihi *adhesion limit* pada mode 2WD FWD

JALAN	Tingkat Transmisi dengan FWD							
	Dry				Wet			
	0%	15%	30%	45%	0%	15%	30%	60%
Jalan raya	Gigi 2	Gigi 2	Slip	Slip	Gigi 4	Slip	Slip	Slip
Jalan krikil	Gigi 2	Slip	Slip	Slip	Slip	Slip	Slip	Slip
Jalan Lumpur	Slip	Slip	Slip	Slip	Slip	Slip	Slip	Slip

4.6.2 Mode Operasi 4 Wheel Drive (4WD)

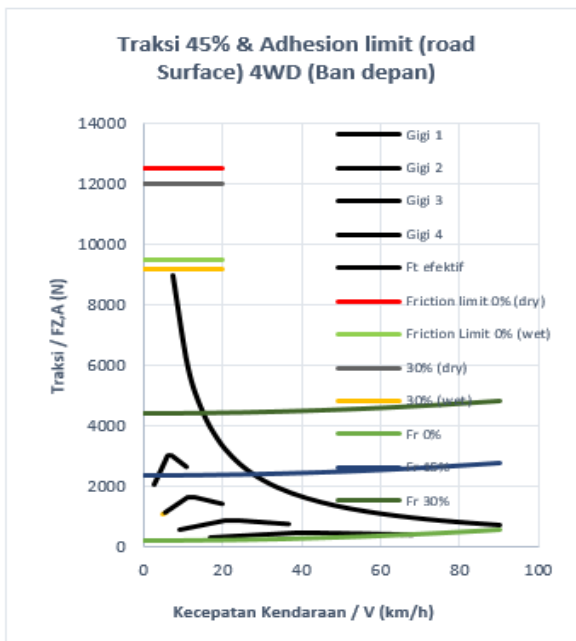
Gaya kontak hasil perhitungan menghasilkan 12507 N dengan W_f merupakan berat kendaraan hasil perkalian massa kendaraan dikali percepatan gravitasi, untuk μ menggunakan jalan raya yang bernilai 0,85.

Pada mode 4WD ini terjadi pembagian gaya dorong antara roda bagian depan dan roda bagian belakang. Variasi pembagian gaya dorong tersebut dalam penelitian ini dengan komposisi variasi 45% traksi pada bagian roda depan dan 55% traksi menuju bagian roda belakang, lalu variasi 50% traksi pada bagian roda depan dan 50% traksi menuju bagian roda belakang, dan variasi 40% traksi pada bagian roda depan dan 60% traksi menuju bagian roda belakang. Dapat dicontohkan dengan perhitungan 2.14 untuk mencari gaya dorong kendaraan dengan variasi 45% traksi pada

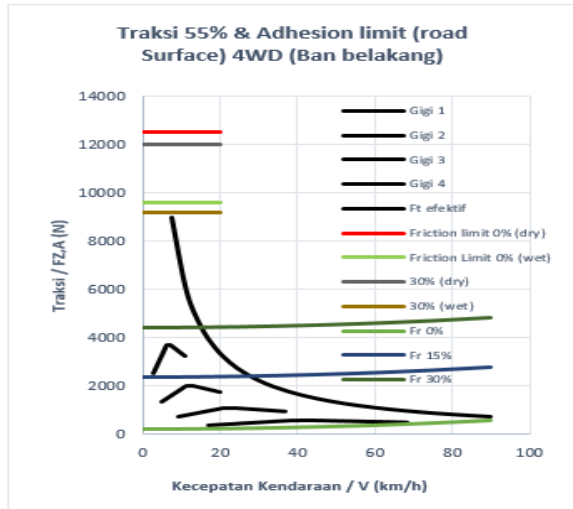
bagian roda depan dan 55% traksi menuju bagian roda belakang sebagai berikut,

Dari hasil perhitungan didapatkan dengan pembagian torsi sebesar 45% untuk penggerak roda depan nilainya yaitu 3014,92 N dan untuk pembagian torsi sebesar 55% untuk penggerak roda belakang nilainya yaitu 3684.91 N, lalu kecepatan yang dihasilkan yaitu 7.05 km/jam.

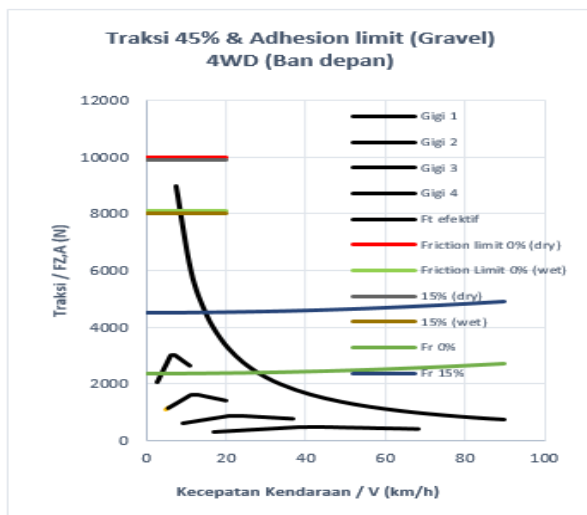
Untuk lebih jelas maka perhitungan yang telah diolah dapat ditampilkan termasuk didalamnya ada gaya dorong kendaraan dan *adhesion limit* pada grafik traksi VS *adhesion limit*.



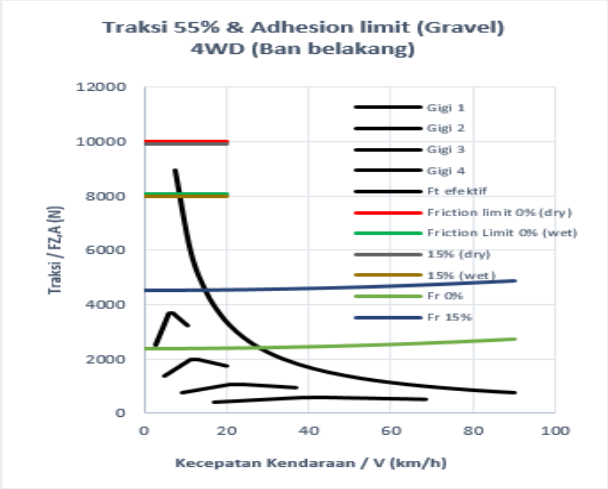
(a)



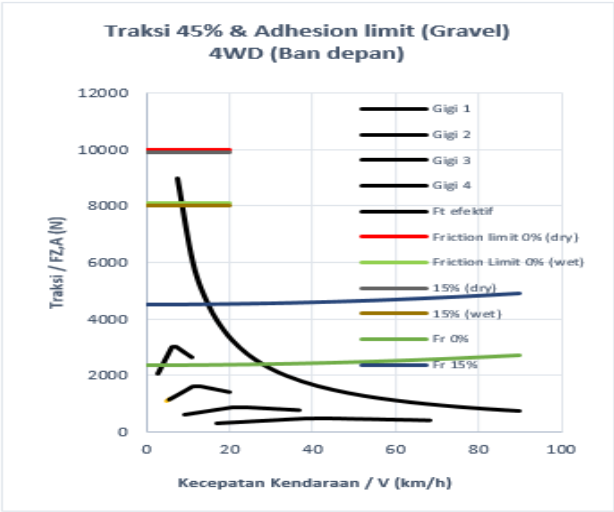
(b)



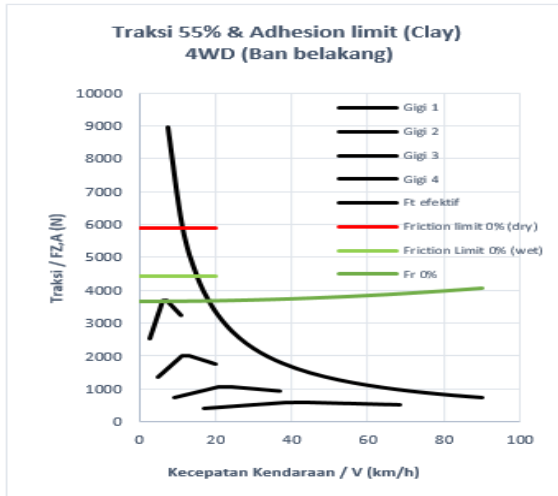
(c)



(d)



(e)

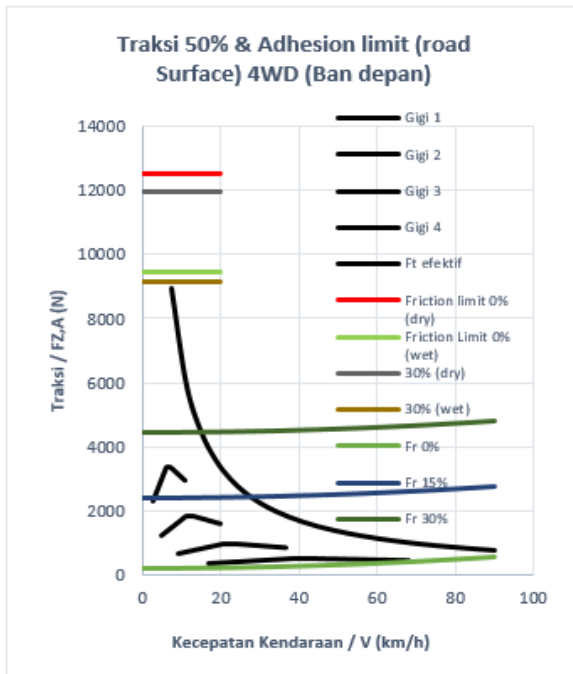


(f)

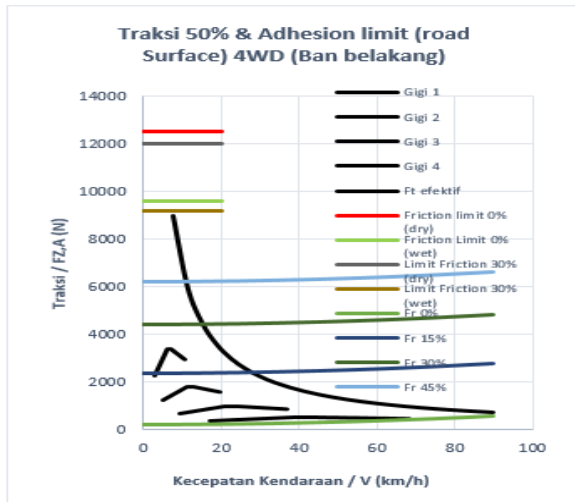
Gambar 4.11 Traksi dan *adhesion limit* pada 4WD dengan variasi traksi 45% roda depan dan 55% roda belakang

Pada gambar 4.11(a-b) *adhesion limit* sangat jauh dari traksi yang dihasilkan dengan kisaran nilai terendah pada jalan raya yang basah dengan gradability sebesar 30%, tetapi pada posisi gigi 1 dengan traksi yang dihasilkan sekitar 3000 N pada porsi 45% untuk roda depan sedangkan pada porsi 55% untuk roda belakang menghasilkan traksi sekitar 3800 N, kendaraan hanya mampu melewati gradability sebesar 15% tetapi untuk gradability 0% dari mulai gigi 1 sampai gigi 4 dapat melaju dengan lancar tanpa terganggu adanya *slip*. Pada gambar 4.11 (c-d) traksi yang dihasilkan oleh ban depan adalah sebesar 3000 N sedangkan ban belakang sebesar 3800 N hanya dapat melewati sudut tanjak 15%

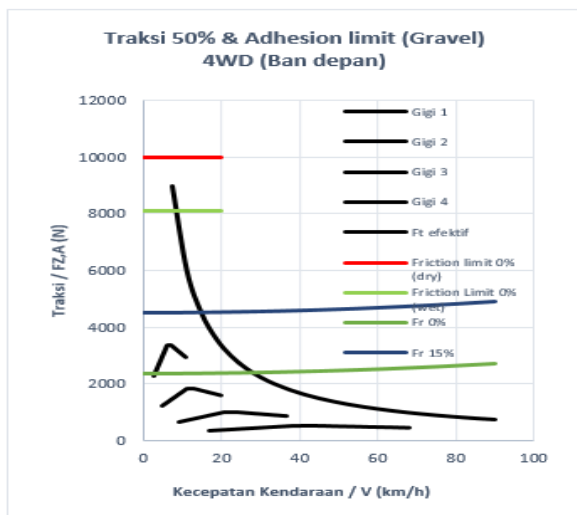
,sudah cukup aman karena masih jauh dari batas *adhesion limit* terendah sebesar 8000 N pada keadaan permukaan jalan *gravel* ketika hujan dan dengan sudut tanjak 15%. Pada gambar 4.11 (e-f) dapat dilihat bahwa gigi 1 untuk ban depan tidak dapat mengatasi hambatan tanjakan 0% yang mengakibatkan ban akan diam, tetapi dengan roba belakang dengan traksi sekitar 3800 N dapat dipastikan dapat melewatinya dengan roda depan, ditinjau dari pengaruh *slip* maka dapat dikatakan kendaraan tidak akan mengalami *slip* karena *adhesion limit* ada pada kisaran 4500 N dengan sudut tanjak 0% atau pada keadaan jalan datar



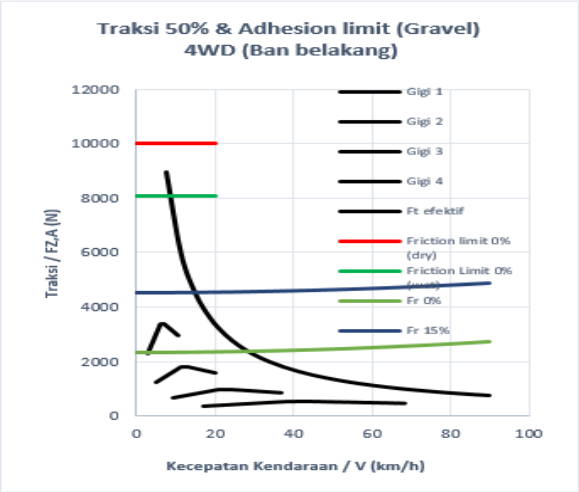
(a)



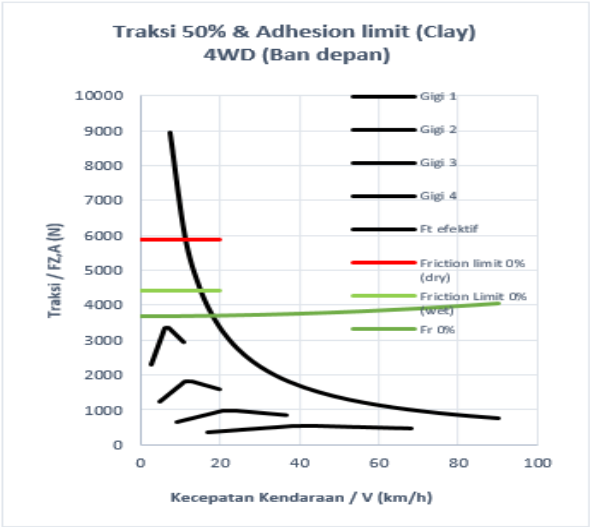
(b)



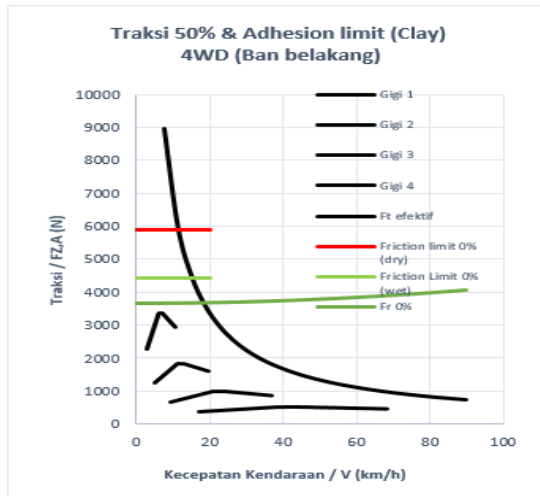
(c)



(d)



(e)

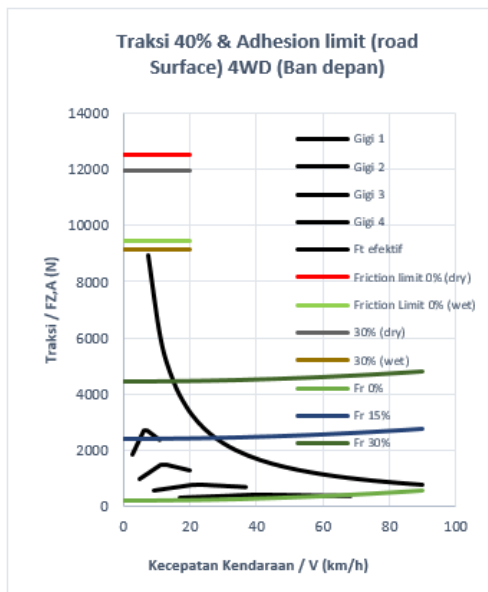


(e)

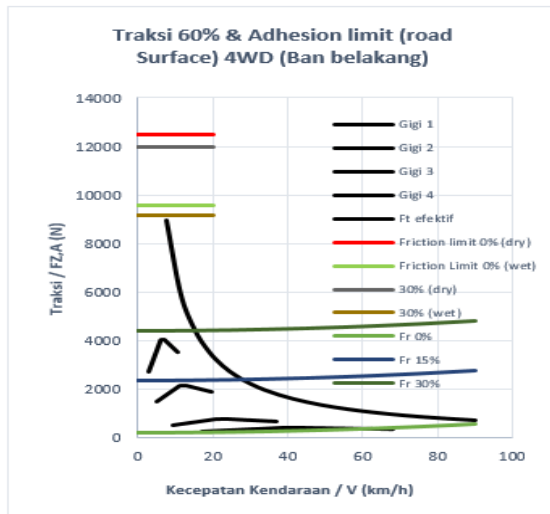
Gambar 4.12 Traksi dan *adhesion limit* pada 4WD dengan variasi traksi 50% roda depan dan 50% roda belakang

Pada gambar 4.12(a-b) dapat dilihat kombinasi distribusi 4 WD dengan porsi 50% keroda depan dan belakang, pada gigi 1 traksi yang dihasilkan sekitar 3600 N pada roda depan dan roda belakang hanya dapat melewati gradability sekitar 15% dan juga *adhesion limit* yang terendah ada permukaan jalan raya yang basah dengan sudut tanjak 15% dengan nilai sekitar 9000 N sehingga dengan gigi satu tidak terjadi *slip*. Pada gambar 4.12 (c-d) dapat dilihat bahwa pada roda depan menghasilkan traksi sekitar 3600 N dan roda belakang menghasilkan traksi sebesar 3600 N pada gigi 1, dengan traksi tersebut kendaraan hanya mampu melewati sudut tanjak 15% dan juga tidak terjadi *slip* pada kondisi tersebut, maka

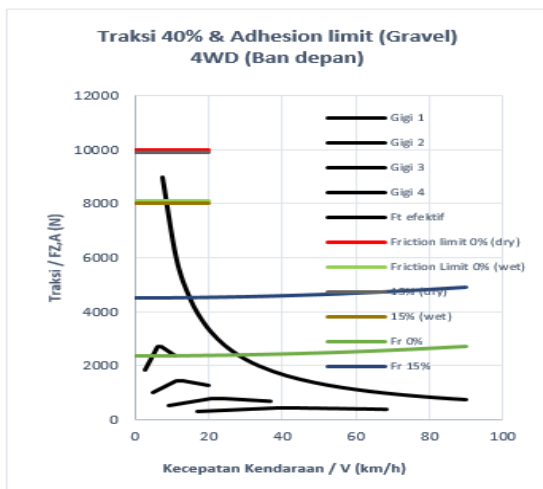
ketika kendaraan melewati permukaan gravel kemampuan kendaraan hanya dapat melewati tanjakan 15% dan pada kondisi jalan basah. Pada gambar 4.12 (e-f) pada posisi ini pada saat gigi 1 traksi yang dihasilkan sebesar 3600 N pada setiap roda, tetapi hambatan tanjak pada saat permukaan jalan *clay* dengan sudut kemiringan sebesar 0% kendaraan tersebut tidak mampu melewati hambatan karena nilai hambatan sebesar 4000 N yang artinya kendaraan tidak dapat melaju pada keadaan tersebut. Jika ditinjau dari *adhesion limit* yang jadi batasan terendah adalah permukaan *clay* dengan kemiringan 0% menghasilkan sekitar 4500 N, sehingga tidak terjadi *slip* sama sekali tetapi justru mobil tidak dapat bergerak bukan karena *slip* tapi karena traksi yang dihasilkan terlalu kecil.



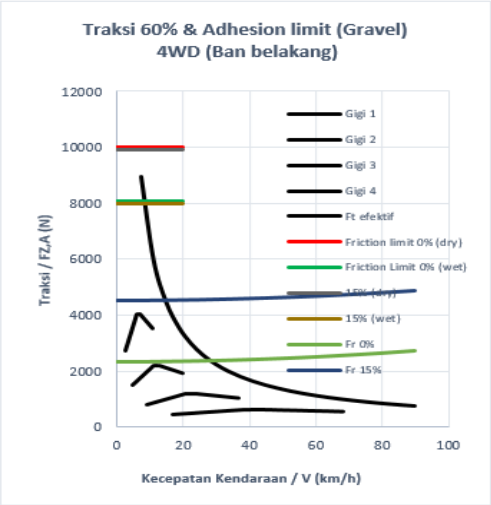
(a)



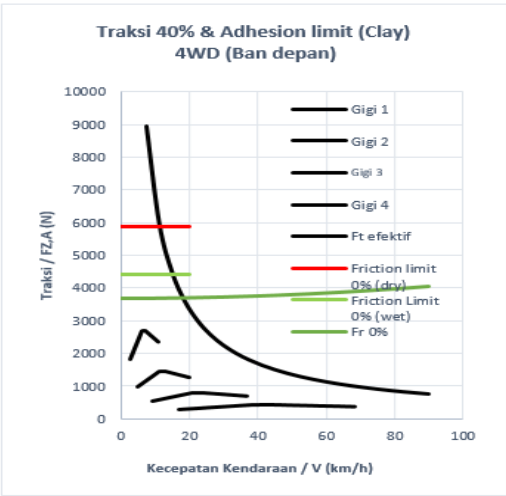
(b)



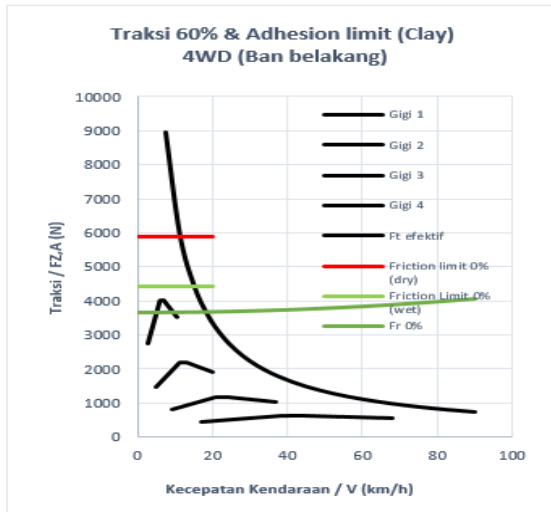
(c)



(d)



(e)



(f)

Gambar 4.13 Traksi dan *adhesion limit* pada 4WD dengan variasi traksi 40% roda depan dan 60% roda belakang

Pada gambar 4.12(a-b) dapat dilihat kombinasi distribusi 4 WD dengan porsi 40% keroda depan dan 60% keroda belakang, pada gigi 1 traksi yang dihasilkan sekitar 2800 N pada roda depan dan roda belakang mampu menghasilkan 4100N hanya dapa melewati gradability sekitar 15% dan juga *adhesion limit* yang terendah ada permukaan jalan raya yang basah dengan sudut tanjak 15% dengan nilai sekitar 9200 N sehingga dengan gigi satu tidak terjadi *slip*. Pada gambar 4.12 (c-d) dapat dilihat bahwa pada roda depan menghasilkan traksi sekitar 2800 N dan roda belakang menghasilkan traksi sebesar 4100 N pada gigi 1, dengan traksi tersebut kendaraan hanya mampu melewati sudut tanjak 15% dan

juga tidak terjadi *slip* pada kondisi tersebut, maka ketika kendaraan melewati permukaan gravel kemampuan kendaraan hanya dapat melewati tanjakan 15% dan pada kondisi jalan basah. Pada gambar 4.12 (e-f) pada posisi ini pada saat gigi 1 traksi yang dihasilkan sebesar 2800 N pada roda depan sedangkan roda belakang menghasilkan sekitar 4100 N, tetapi hambatan tanjak pada saat permukaan jalan *clay* dengan sudut kemiringan sebesar 0% kendaraan tersebut tidak mampu melewati hambatan pada ban depan karena nilai hambatan sebesar 4000 N yang artinya kendaraan tidak dapat melaju pada keadaan tersebut tetapi dengan ban belakang kendaraan dapat bergerak. Jika ditinjau dari *adhesion limit* yang jadi batasan terendah adalah permukaan *clay* dengan kemiringan 0% menghasilkan sekitar 4500 N, sehingga tidak terjadi *slip* sama sekali tetapi justru mobil tidak dapat bergerak bukan karena *slip* tapi karena traksi yang dihasilkan terlalu kecil.

Tabel 4.13 Penggunaan tingkat transmisi untuk melawan hambatan tanjak dan tidak melebihi *adhesion limit* pada mode 4WD

Jenis Jalan	45% depan, 55% belakang				50% depan, 50% belakang				40% depan, 60% belakang			
	Dry		Wet		Dry		Wet		Dry		Wet	
	0%	15%	0%	15%	0%	15%	0%	15%	0%	15%	0%	15%
Jalan raya	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1	Gigi 1
Jalan kerikil	Gigi 1	diam	Gigi 1	diam	Gigi 1	diam	Gigi 1	diam	Gigi 1	diam	Gigi 1	diam
Jalan lumpur	Gigi 1	diam	Gigi 1	diam	diam	diam	diam	diam	Gigi 1	diam	Gigi 1	diam

Dari tabel 4.11 dapat dilihat bahwa penggunaan tingkat gigi tidak melewati *adhesion limit* pada mode 4WD untuk tidak melewati *adhesion limit* berupa jenis jalanan, kondisi jalan yaitu basah dan kering serta gradien jalan dari mulai 0% hingga 15%. Dapat dilihat bahwa pada variasi pembagian traksi dengan 45% menuju roda depan dan 55% menuju roda belakang hampir semua *adhesion limit* dapat dilewati oleh kendaraan tersebut tetapi pada saat kendaraan melewati jalanan lumpur yang basah dengan gradien 15% maka kendaraan akan diam tidak akan bergerak karena traksi yang dihasilkan lebih kecil daripada hambatan ketika menanjak untuk melewatinya. Pada variasi pembagian traksi antara roda depan 50% dan roda belakang 50% semua *adhesion limit* dapat dilewati dengan baik tetapi hambatan tanjak kendaraan tersebut hanya dengan menggunakan tingkat gigi 1 pada jalan raya tetapi ketika jalanan lumpur kendaraan tersebut akan diam karena tidak mampu melawan hambatan gradien. Untuk variasi traksi kendaraan dengan porsi 40% menuju roda depan dan 60% menuju roda belakang hampir semua kondisi jalan dapat dilewati tanpa selip, tapi *slip* terjadi ketika kendaraan berjalan dengan gigi 1 pada jalan lumpur basah dengan gradien 15% kendaraan tersebut akan diam karena traksi yang dihasilkan lebih kecil dari hambatan tanjak.

Hasil analisis besaran traksi kendaraan yang dihasilkan agar kendaraan tidak melewati *adhesion limit* terberat yaitu jalan lumpur ketika gradien 15%. Pada tabel 4.11 dapat dilihat bahwa penggunaan gigi optimal hanya menggunakan gigi 1 sudah menghasilkan traksi dibawah *adhesion limit* dengan traksi terkecil dan dapat melewati segala jenis jalan. Kesimpulan yang dapat diambil bahwa dengan variasi traksi dengan 45% menuju roda depan dan 55% menuju roda belakang.

4.7 Pembahasan Pemilihan FWD, RWD, dan 4WD

Untuk mengetahui kendaraan itu harus menggunakan metode penyeleksian sistem penggerak, supaya lebih mudah maka dibuat tabel berikut,

Tabel 4.14 Pembobotan untuk menyeleksi penggunaan sistem penggerak

No	Kategori	FWD	RWD	4WD	Nilai		
					FWD	RWD	4WD
1	Harga	Murah	Mahal	Mahal	3	2	1
2	Kecepatan	63 km/h	63 km/h	30 km/h	3	3	1
3	Percepatan	3 m/s ²	3 m/s ²	1.3 m/s ²	2	3	1
4	Gradability	47%	47%	20%	2	3	1
5	Slip	mudah	biasa	bagus	1	2	3
6	On road	ya	ya	Ya	3	3	2
7	Off road	tidak	ya	ya	1	2	3
8	Massa total	1300 kg	1500 kg	1500 kg	1	3	3
Jumlah					16	21	15

Tabel 4.13 Angka yang digunakan dalam proses seleksi

Nomor	Angka	Keterangan
1	3	Baik
2	2	Biasa
3	1	Buruk

Dari hasil analisis pada tabel 4.14 dan tabel 4.15 didapatkan perbedaan karakteristik antara RWD, FWD, dan 4WD. Untuk hal yang paling utama pemilihan antara RWD dan FWD dilihat dari segi harga yang murah, jalan yang dilalui kendaraan, massa total, kecepatan dan percepatan.

Untuk harga maka FWD lebih unggul dibandingkan dengan RWD karena secara konstruksi gearbox yang dekat dengan gardan depan sangat dekat karena posisi mesin didepan. Dari segi penggunaan untuk jalan pedesaan maka RWD lebih unggul daripada FWD karena tidak menimbulkan banyak *slip*. Dari segi Kecepatan dan percepatan RWD dan FWD mempunyai nilai yang sama. Untuk massa total kendaraan RWD lebih baik daripada FWD karena distribusi beban ketika kendaraan melaju akan lebih merata jika menggunakan penggerak roda belakang. Untuk 4WD maka akan dimasukan sebagai penggerak semua roda agar traksi yang dihasilkan kecil sehingga mengurangi *slip* pada roda. Jadi kesimpulannya penggunaan penggerak mobil WAPRODES yaitu menggunakan RWD dan 4WD.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang didapat dari hasil perancangan dan analisis yaitu sebagai berikut:

1. Saat pemilihan mesin *power* minimal yang harus dimiliki mesin kendaraan adalah 14,5 KW. Maka hasil pembobotan didapatkan mesin yang cocok yaitu RATNA DDi 2700F dengan *power* 20 KW serta torsi 88 N.m
2. Pada *Power train* kendaraan WAPRODES telah didapatkan rasio gigi tiap tingkat kecepatan, untuk rasio tingkat gigi pertama mempunyai nilai yaitu 5.66, sedangkan rasio tingkat gigi kedua mempunyai nilai yaitu 3.057, lalu rasio tingkat gigi ketiga mempunyai nilai yaitu 1.650, dan rasio tingkat gigi keempat mempunyai nilai yaitu 0.89.
3. Sistem *power train* kendaraan WAPRODES dapat menghasilkan traksi maksimum pada gigi tingkat ke-1 dengan nilai 7649 N, untuk gigi tingkat ke-2 dengan nilai 4199 N, lalu gigi tingkat ke-3 dengan nilai 2361 N, dan gigi tingkat ke-4 dengan nilai 1327 N.
4. Indikator *Climbing performance* menunjukkan sudut tanjak maksimum yang dapat dicapai sebuah kendaraan setelah didesain. Untuk

kondisi permukaan jalan raya, gradability maksimum yang dapat dicapai yaitu 54%. Pada kondisi permukaan jalan jelek (tanah/berkerikil) gradability maksimum kendaraan adalah 37%. Untuk kendaraan yang melaju diatas permukaan pasir atau lumpur gradability maksimum kendaraan adalah 27%.

5. Indikator *acceleration performance* menunjukkan percepatan maksimum kendaraan yang dapat dicapai setelah didesain. Untuk kondisi permukaan jalan raya mempunyai nilai 3 m/s². Pada kondisi permukaan jalan jelek (tanah/berkerikil) percepatan maksimum yang dihasilkan yaitu 2.1 m/s². Untuk permukaan jalan lumpur atau pasir percepatan maksimum yang dihasilkan yaitu 1.4 m/s².
6. Sistem penggerak 2WD yang cocok untuk kendaraan WAPRODES ketika kendaraan melaju pada jalan datar yaitu penggerak roda belakang (RWD) dengan hanya dorong maksimum 7957 N dibandingkan dengan penggerak roda depan (FWD) yang hanya menghasilkan 4551 N
7. Sistem penggerak 4WD dengan desain terbaik yaitu dengan traksi 45% untuk roda depan dan 55% untuk roda belakang karena ketika jalan kerikil kendaraan dapat melewati dengan baik.
8. Penggerak yang cocok untuk kendaraan WAPRODES pada jalan pedesaan yaitu dengan

mode RWD dan 4WD dengan distribusi traksi untuk 45% pada ban depan dan 55% pada roda belakang.

5.2 Saran

Setelah dilakukan tugas akhir ini ada beberapa saran untuk membuat tugas akhir ini lebih baik, yaitu:

1. Proses desain *power train* seharusnya juga mendesain ulang seluruh komponen *power train*, karena jika rasio transmisi berubah maka akan ada perubahan dimensi *part* yang lainnya.
2. Lebih baik jika alat produksi dimasukkan kedalam perhitungan desain sistem *power train*.
3. Agar performa kendaraan WAPRODES baik maka ada beberapa bagian yang dapat membuat kendaraan ini sangat baik salah satunya yaitu dengan cara membandingkan banyak mesin dan memilih mesin yang sangat bagus terutama mempunyai torsi yang tinggi dan putaran mesin yang tinggi juga.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Cv Bengkel Murni. "Mobil Penggiling Padi". <
http://www.cvbengkelmurni.com/detail/penggilingan_padi_mobil_selep_padi_jalan-be2.htm>. 16 Mei 2017.
- [2] G.A. Necati. 1990. "Measurement and Test Techniques," in W.-H Hucho, Ed., *Aerodynamics of Road Vehicles*. London: Butterworths – Heinemann, 1990.
- [3] J.J. Taborek, "Mechanics of Vehicles," *Machine Design*, May 30-Dec. 26. 1957.
- [4] R.R. Guntur and J.Y. Wong, "Application of the Parameter Plane Methode to the Analysis of Directional Stability of Tractor-Semitrailers," *Transaction of the ASME, journal of Dynamic System, Measurement and Control*, vol. 100, no. 1, March 1978
- [5] J.R. Ellis, *Vehicle Dynamics*, London: Mechanical Engineering Publication, 1994.
- [6] J.G. Giles, *Gears and Transmissions*, Automotive Technology Series, vol. 4, London: Butterworths, 1969
- [7] D.J. Bickerstaff and G. Hartley, "Light Truck Tire Traction Properties and Their Effect on Braking Performance," *SAE Transactions*, vol. 83, paper 741137, 1974.

- [8] auto. “4WD and 2WD difference”,
<https://auto.howstuffworks.com/four-wheel-drive.htm>.
1 Januari 2018
- [9] Sunggono, Muhammad Sukma Wirayudha.
“Perancangan Dan Analisa Karakteristik Traksi Sistem
Powertrain Mobil Multiguna Pedesaan”. Teknik Mesin
ITS Surabaya. 2017.

BIODATA PENULIS



Radian Fauzia Rahman lahir di Bandung, pada tanggal 5 April 1993. Putra pertama dari Bapak Asep Herdiana dan Ibu Ipit Haerani. Penulis menyelesaikan pendidikan formal di SDN Leles 1 (1999-2005), SMPN 1 Garut (2005-2008), SMAN 11 Garut (2008-2011), dan melanjutkan ke Perguruan Tinggi Politeknik Negeri Bandung (2011-2014) jurusan D3 Teknik Mesin, lalu melanjutkan studi sarjana di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS), Fakultas Teknologi Industri, Departemen Teknik Mesin melalui lintas jalur.

Selama kuliah penulis aktif dibidang rohani menjadi pengurus remaja masjid Luhur Al-Ikhlas Semampir. Penulis sangat tertarik pada bidang otomotif, oleh karena itu penulis mendedikasikan Tugas Akhir dengan judul “Perancangan dan Analisis Karakteristik Traksi Pada Mobil Multiguna Pedesaan WAPRODES”. Penulis merupakan anggota dari laboratorium Pengembangan dan Perancangan Produk dan pernah menjadi asisten Praktikum Pengujian Teknik. Apabila terdapat pertanyaan, saran dan masukan bisa di email ke radianfauzia@gmail.com